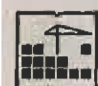
TRƯỜNG ĐẠI HỌC XÂY DỰNG
PGS. TS. VŨ LIÊM CHÍNH *(chủ biên)*
TS. PHẠM QUANG DŨNG - TS. TRƯƠNG QUỐC THÀNH

CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY XÂY DỰNG



NHÀ XUẤT BẢN XÂY DỰNG

TRƯỜNG ĐẠI HỌC XÂY DỰNG
PGS. TS. VŨ LIÊM CHÍNH *(chủ biên)*
TS. PHẠM QUANG DŨNG - TS. TRƯƠNG QUỐC THÀNH

CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY XÂY DỰNG

NHÀ XUẤT BẢN XÂY DỰNG
HÀ NỘI - 2002

LỜI NÓI ĐẦU

Trong những năm gần đây nhờ sự đầu tư của Nhà nước, Ngành Xây dựng cơ bản đã và đang có những bước phát triển nhảy vọt tạo đà cho sự phát triển kinh tế xã hội ở nước ta. Trong sự phát triển chung ấy, nhiều công nghệ tiên tiến đã được áp dụng mà trong đó không thể thiếu được sự khai thác, sử dụng cũng như tiến tới tự thiết kế, chế tạo các máy và thiết bị xây dựng hiện đại.

Dễ thấy rằng máy và thiết bị xây dựng rất đa dạng không những về chức năng, về đặc tính kĩ thuật, về hình dáng kích thước, trọng lượng mà còn cả về đặc điểm làm việc, mức độ tự động hoá... Tuy nhiên nếu xét trên phương diện tính toán thiết kế và cấu tạo thì nhiều phương pháp tính và các cụm chi tiết có thể dùng chung cho các máy khác nhau. Việc nắm được các vấn đề vừa nêu, một mặt làm cơ sở cho việc khai thác và sử dụng có hiệu quả hơn, mặt khác cũng tạo tiền đề cho việc thiết kế chế tạo máy mới. Cuốn sách "Cơ sở thiết kế máy xây dựng" được viết với hy vọng đáp ứng được phần nào các yêu cầu đó.

Sách do tập thể Cán bộ thuộc Bộ môn Máy xây dựng Khoa Cơ khí xây dựng Trường Đại học Xây dựng biên soạn và được phân công như sau:

PGS.TS. Vũ Liêm Chính (Chủ biên): §1.1, §1.2 chương 1 và các chương 6, 7, 8, 9 và 10.

TS. Phạm Quang Dũng: §1.3, §1.4 chương 1, chương 3 và § 5.1 chương 5.

TS. Trương Quốc Thành: chương 2, 4 và §5.2 chương 5.

Sách được dùng làm giáo trình giảng dạy cho các Ngành Máy xây dựng và Cơ giới hoá thi công thuộc Khoa Cơ khí xây dựng Trường Đại học Xây dựng đồng thời là tài liệu tham khảo, nghiên cứu cho các cán bộ kĩ thuật, cán bộ quản lí và những người có liên quan.

Do sách được in lần đầu, tài liệu tham khảo hạn chế nên chắc chắn không tránh khỏi sai sót. Chúng tôi rất mong nhận được sự đóng góp ý kiến của bạn đọc để có thể sửa chữa, bổ sung và hoàn thiện hơn.

Các tác giả xin chân thành cảm ơn sự đóng góp của các đồng nghiệp thuộc Bộ môn Máy xây dựng, đặc biệt là ý kiến đóng góp của Tiến sĩ Nguyễn Thiệu Xuân.

Các tác giả

Chương 1

KHÁI NIỆM CHUNG

§1.1. GIỚI THIỆU CHUNG VỀ MÁY XÂY DỰNG

1.1.1. Ý nghĩa và vai trò của máy xây dựng

Xây dựng và phát triển các công trình xây dựng dân dụng, công nghiệp, cơ sở hạ tầng... đóng vai trò quan trọng trong việc phát triển kinh tế xã hội nhất là đối với các nước đang phát triển như nước ta hiện nay. Vì vậy bên cạnh việc tăng cường đầu tư về tài chính thì việc áp dụng những công nghệ mới nhằm nâng cao chất lượng, hạ giá thành cũng như đảm bảo tiến độ thi công là việc làm hết sức cần thiết. Với việc ứng dụng các công nghệ mới tiên tiến thì việc sử dụng các máy và thiết bị là điều tất yếu. Khi đó máy và thiết bị xây dựng không những chỉ tăng năng suất lao động, tăng nhịp độ thi công mà còn là yếu tố không thể thiếu được để đảm bảo chất lượng và hạ giá thành công trình và thậm chí trở thành nhân tố quyết định đến sự hình thành một công trình hiện đại. Thực tế xây dựng ở các nước tiên tiến cũng như ở nước ta đã chỉ ra rằng việc xây dựng các nhà cao tầng không thể thiếu được các cần trục có chiều cao nâng, tầm với, tải trọng nâng lớn, các máy bơm bê tông hiện đại cũng như nhiều thiết bị khác. Việc xây dựng các công trình thủy điện, bến cảng, cầu đường... không thể hoàn thành và đảm bảo chất lượng nếu không sử dụng các máy làm đất, các thiết bị gia cố nền móng, các thiết bị sản xuất vật liệu và nhiều thiết bị khác có tính năng kĩ thuật phù hợp v.v... Chính vì những lí do nêu trên, máy xây dựng ngày càng có ý nghĩa và vai trò lớn hơn trong công tác xây dựng cơ bản nói riêng và nền kinh tế nói chung.

1.1.2. Phân loại máy xây dựng

Máy xây dựng rất đa dạng về chủng loại, tính năng kĩ thuật, phương thức làm việc... nên có rất nhiều cách phân loại khác nhau, ví dụ phân loại theo công dụng, theo đặc điểm quá trình làm việc, theo phương thức di chuyển...

Theo công dụng, máy xây dựng được phân thành những nhóm máy chính sau:

1. Nhóm động cơ hay còn gọi là nhóm máy phát lực. Đây là nhóm máy truyền hoặc biến đổi năng lượng để cung cấp động lực cho hoạt động của máy, như động cơ đốt trong, động cơ điện, động cơ thủy lực..., hoặc tổ hợp máy nổ - máy phát điện, tổ hợp động cơ đốt trong - bơm - động cơ thủy lực...

2. Nhóm máy vận chuyển ngang để vận chuyển vật liệu theo chu kì như ô-tô, máy kéo...

3. Nhóm máy nâng - chuyển để vận chuyển vật nâng hoặc vật liệu theo phương thẳng đứng hoặc nghiêng trong phạm vi hẹp như các loại cần trục, kích, tời, băng tải, vít tải...

Tuỳ theo công dụng, nhóm máy nâng - chuyển lại có thể phân thành:

- Nhóm máy nâng đơn giản: là nhóm máy nâng có nhiệm vụ chủ yếu là nâng (hạ) vật như kích, vận thăng, tời...

- Cần trục: là các máy nâng phổ biến nhất. Chúng không những có khả năng nâng (hạ) vật mà còn có khả năng đặt vật nâng tại vị trí theo yêu cầu của công nghệ bằng việc phối hợp các chuyển động quay, di chuyển và thay đổi tầm với. Nhóm máy này rất đa dạng, thường gặp nhất là các loại cần trục tự hành bánh hơi hoặc bánh xích, cần trục tháp, cần trục chân đế, cầu trục, cổng trục...

- Máy và thiết bị vận chuyển liên tục có bộ phận kéo như băng tải, gầu tải, xích tải hoặc không có bộ phận kéo như vít tải, con lăn tải... Thường nhóm máy này được sử dụng để vận chuyển vật liệu rời theo phương thẳng đứng hoặc nghiêng.

- Các máy và thiết bị nâng chuyên dùng như các cần trục chuyên dùng cho luyện kim, thang máy (chở người hoặc chở hàng), vận chuyển cáp... Do tính chất đặc biệt của chúng, khi thiết kế, sử dụng các loại máy và thiết bị nêu trên phải tuân thủ nghiêm ngặt các tiêu chuẩn và nhất là các quy phạm về kĩ thuật an toàn trong cấu tạo, lắp đặt, quản lí và sử dụng đã được ban hành.

4. Nhóm máy làm đất và gia cố nền móng

Đây là nhóm máy bao gồm những máy và thiết bị phục vụ quá trình thi công đất, ổn định và gia cố nền móng trong xây dựng cơ bản. Do tính đa dạng của chúng nên trong thực tế người ta thường phân nhỏ nhóm máy này thành các loại máy sau:

- Máy đào và chuyển đất như máy ủi, xới, máy cạp, máy san, máy bốc xúc...

- Máy xúc (đào): như máy xúc (đào) một gầu, máy đào nhiều gầu... Trong thực tế tuỳ theo quỹ đạo chuyển động của thiết bị công tác cũng có thể phân nhỏ hơn nữa như máy đào một gầu có thể chia thành máy đào gầu thuận, gầu ngược, gầu dây, gầu ngoạm...

- Máy và thiết bị đầm như lu chân cừu, lu bánh lốp, lu rung, đầm động...

- Máy và thiết bị đóng (hạ) cọc như các loại búa đóng cọc (búa điêzen, búa thuỷ lực, búa rung, búa va rung), thiết bị ép cọc, máy khoan cọc nhồi...

- Máy và thiết bị ổn định nền móng như các máy phay trộn tại chỗ (một rôto hoặc liên hợp), máy cắm bấc thấm, máy và thiết bị hạ cọc cát...

5. Nhóm máy sản xuất vật liệu và cấu kiện xây dựng

Nhóm máy này rất đa dạng, vì vậy theo công dụng chung trong thực tế thường được phân nhỏ hơn thành các loại máy sau:

- Máy và thiết bị sản xuất đá: là các máy có công dụng giảm kích thước và phân loại chúng thành từng nhóm có kích cỡ gần giống nhau như máy nghiền (nghiền má, nghiền côn, nghiền búa, nghiền trục, nghiền bi...), máy sàng (sàng lắc, sàng rung, sàng ống...) hoặc tổ hợp của chúng theo một sơ đồ công nghệ đã được lựa chọn (thường được gọi là trạm nghiền - sàng).

- Máy và thiết bị sản xuất gạch (nung hoặc không nung) như các máy và thiết bị sản xuất gạch từ đất theo phương pháp dẻo (đùn, ép), theo phương pháp bán khô (ép) hoặc máy và thiết bị sản xuất gạch không nung từ bêtông (rung, rung ép, va rung...).

- Máy và thiết bị sản xuất vật liệu lợp, như máy và thiết bị sản xuất ngói, sản xuất tấm lợp (kim loại hoặc phi kim loại).

- Máy và thiết bị sản xuất gạch ốp, lát. Tuỳ theo vật liệu và công nghệ được sử dụng khi sản xuất, máy và thiết bị sản xuất gạch ốp, lát có thể phân thành từng nhóm khác nhau nhỏ hơn như máy, thiết bị gia công đá, tổ hợp thiết bị (dây chuyền) sản xuất gạch, gốm, sứ...

- Máy và thiết bị sản xuất chất kết dính như ximăng, thạch cao... Thường nhóm máy này là tổ hợp nhiều loại máy khác nhau phụ thuộc vào mức độ hiện đại của dây chuyền công nghệ, tuy nhiên không thể thiếu được các máy chủ yếu như máy nghiền, thiết bị nung, thiết bị nâng - chuyển, thiết bị lọc bụi, định lượng...

- Máy và thiết bị phục vụ công tác bêtông. Đây là nhóm máy phục vụ công tác bêtông từ khâu sản xuất bêtông đến khâu đầm chặt và tạo hình sản phẩm, vì vậy thường được phân nhỏ hơn thành các loại máy như sau:

+ Máy trộn bêtông tự do hoặc cưỡng bức;

+ Máy và thiết bị vận chuyển bêtông như bơm bêtông, ôtô vận chuyển chuyên dùng...

+ Máy và thiết bị đầm chặt và tạo hình sản phẩm như các loại đầm mặt, đầm dùi, đầm cạnh, bàn rung...

+ Trạm trộn bêtông: là tổ hợp các thiết bị cấp liệu, định lượng cốt liệu, chất kết dính, nước và máy trộn. Tuỳ theo mức độ hiện đại hoạt động của trạm trộn có thể được cơ giới hoá, tự động hoá một phần hoặc hoàn toàn.

6. Nhóm máy và thiết bị hoàn thiện

Máy và thiết bị hoàn thiện thường có kích thước và công suất không lớn. Chúng bao gồm các máy và thiết bị phục vụ công tác phun sơn, vôi, mài tường, mài và đánh bóng sàn, cầu thang; các thiết bị phục vụ công việc vệ sinh, lau rửa mặt ngoài; các thiết bị cưa, cắt...

7. Nhóm máy và thiết bị chuyên dùng

Đây là nhóm máy phục vụ công tác thi công cho một loại công việc xây dựng có đặc thù riêng như thi công mặt đường (máy rải đá, bêtông, asphalt bêtông; máy bóc lớp mặt đường, máy và thiết bị gia nhiệt nhựa đường, trạm trộn bêtông nhựa...); máy và thiết bị thi công hầm (máy đào, máy khoan...); máy và thiết bị nạo vét luồng, lạch (tầu cuốc, máy hút bùn...); máy và thiết bị thi công trong môi trường độc hại (như ở khu vực có nhiệt độ cao, có phóng xạ...).

Việc phân loại nêu trên đây nhằm sắp xếp các máy và thiết bị phục vụ công tác xây dựng cơ bản theo nhóm có công dụng giống nhau hoặc gần giống nhau để tiện cho việc nghiên cứu sau này. Chú ý rằng, ngoài cách phân loại đã nêu cũng còn có nhiều cách phân loại khác, đôi khi rất chi tiết. Việc phân loại như vậy thường được nêu trong các giáo trình chuyên ngành cụ thể nên không nêu ở đây.

1.1.3. Về xu thế phát triển của máy xây dựng

Trong những năm vừa qua, cùng với sự phát triển của khoa học và công nghệ, tuy không có sự thay đổi nhiều về nguyên lí làm việc, máy và thiết bị xây dựng đã có những thay đổi đáng kể về phương thức dẫn động và điều khiển, về kết cấu, về tiện nghi làm việc... nhằm nâng cao năng suất lao động, tiết kiệm vật liệu và năng lượng. Rất khó có thể tóm tắt ngắn gọn về xu hướng phát triển của máy và thiết bị xây dựng, song một cách sơ bộ có thể thấy việc thiết kế, chế tạo máy xây dựng được cải tiến theo các hướng chính sau:

- Sử dụng công nghệ tin học trong tính toán thiết bị, đặc biệt đưa vào quá trình tính toán các yếu tố động lực, yếu tố phi tuyến, ngẫu nhiên... để xác định hợp lí các thông số và kết cấu của máy, nhờ đó máy được thiết kế đã phù hợp với thực tế hơn, có độ tin cậy cao hơn, tiết kiệm năng lượng và vật liệu nhiều hơn.

- Thay thế truyền động cơ khí bằng truyền động thủy lực ở những chỗ có thể thay thế được để một mặt đảm bảo kết cấu gọn, đẹp, mặt khác quan trọng hơn đảm bảo thuận lợi cho việc tự động hoá quá trình điều khiển và tối ưu hoá quá trình làm việc.

- Sử dụng kĩ thuật đo hiện đại kết hợp với công nghệ tin học, nhằm xác định tức thời các thông số cơ bản của máy, đồng thời thực hiện quá trình điều khiển tự động để đảm bảo cho máy hoặc một tổ hợp máy có sự làm việc đúng với yêu cầu công nghệ đặt ra một cách an toàn. Trong một số máy có công suất lớn nhất là đối với tổ hợp máy như trạm trộn bê tông, asphalt bê tông, dây truyền sản xuất gạch lát..., quá trình sản xuất đã được tự động hoá và điều khiển theo chương trình.

- Tăng cường tính tiện nghi cho người điều khiển hoặc điều hành bằng cách thay dần việc điều khiển bằng tay gạt sang nút bấm hoặc theo một chương trình có sẵn. Ngày nay việc hiển thị các thông số chủ yếu của quá trình công nghệ cũng như các hỏng hóc của nó lên màn hình đã không còn xa lạ với máy xây dựng.

- Đã chú ý rất nhiều đến việc đảm bảo vệ sinh môi trường đặc biệt trong việc xử lí bụi và khói, đồng thời cải thiện môi trường làm việc của người điều khiển.

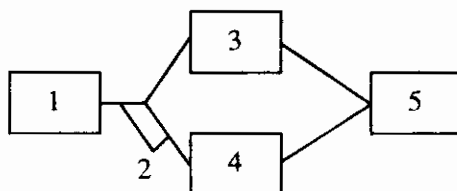
- Rất chú ý đến kiểu dáng mỹ thuật công nghiệp, nên cùng với việc cải tiến khác, máy và thiết bị xây dựng hiện đại ngày nay thường gọn và đẹp hơn trước đây.

§1.2. CẤU TẠO VÀ YÊU CẦU CHUNG

1.2.1. Cấu tạo chung của máy xây dựng

Tất cả các loại máy xây dựng di động có thể coi như một hệ thống bao gồm các cụm chủ yếu sau đây (hình 1.1): Cụm động lực 1, cụm truyền động 2, cụm (bộ phận) làm việc 3, cụm (cơ cấu) di chuyển 4 và hệ thống điều khiển 5.

Các cụm này lại gồm các tổng thành và bộ phận khác nhau do các chi tiết tạo nên.



Hình 1.1: Sơ đồ cấu trúc của máy xây dựng di động

Cụm động lực là nguồn cung cấp năng lượng (hoặc để chuyển đổi năng lượng như chuyển điện năng thành cơ năng, chuyển điện xoay chiều thành điện một chiều...)

Cụm truyền động thực hiện truyền năng lượng tới các cơ cấu (di chuyển, làm việc...).

Bộ phận làm việc thực hiện các chức năng của máy đã định trước cho từng loại máy.

Cơ cấu di chuyển đảm bảo quá trình di chuyển máy (đối với các máy tĩnh tại và cầm tay sẽ không có cơ cấu di chuyển).

Hệ thống điều khiển dùng điều khiển các cơ cấu và bộ phận làm việc.

Ngoài các cụm chủ yếu trên, máy còn có khung bệ và các bộ phận phụ trợ khác như chiếu sáng, an toàn, điều hoà...

Tổ hợp các cụm động lực, truyền động gọi là hệ dẫn động.

Hệ dẫn động máy xây dựng chia thành dẫn động một động cơ và dẫn động nhiều động cơ. Ở hệ dẫn động một động cơ thì tất cả các cơ cấu hoạt động được nhờ năng lượng từ một động cơ qua bộ truyền động cơ khí. Đây là hệ dẫn động cơ khí.

Ở hệ dẫn động nhiều động cơ thì thiết bị động lực (thường là động cơ đốt trong) dẫn động cho máy phát điện, bơm thủy lực hay máy nén khí làm việc để cung cấp năng lượng cho động cơ của từng cơ cấu riêng biệt. Điều này cho phép điều chỉnh độc lập và tự động hoá dễ dàng.

Hệ dẫn động điện sử dụng rộng rãi trên các máy cố định hoặc di chuyển ngắn như máy nghiền sàng đá, cần trục tháp...

Hệ dẫn động thủy lực: Các thiết bị biến đổi năng lượng của động cơ thành năng lượng của dòng thủy lực (thủy động hay thủy tĩnh) rồi lại chuyển thành năng lượng cơ học.

Máy xây dựng có thể xem là một hệ thống và thường bao gồm các cụm chính sau:

1. Động cơ dẫn động
2. Hệ truyền động
3. Cơ cấu công tác
4. Cơ cấu di chuyển
5. Cơ cấu quay
6. Hệ điều khiển
7. Các thiết bị phụ khác như hệ chiếu sáng, thiết bị an toàn, tín hiệu...
8. Khung máy

Tùy theo loại máy mà các cụm thiết bị nêu trên có độ phức tạp khác nhau và có thể đầy đủ hoặc không.

Trong nhiều trường hợp để đảm bảo tính đa năng và hạ giá thành của máy, nhiều loại thiết bị công tác thường được lắp trên cùng một máy cơ sở có công dụng chung.

1.2.2. Yêu cầu chung đối với máy xây dựng

Đối tượng công tác của máy xây dựng rất khác nhau không những về tính chất cơ lí mà cả về đặc điểm công nghệ, điều kiện làm việc..., và thường chúng có kích thước trọng lượng lớn, vì vậy yêu cầu chung đối với chúng có thể được đặt ra như sau:

- Chọn hợp lí và sử dụng tiết kiệm nguồn năng lượng. Với máy cơ động, động cơ dẫn động thường được chọn là động cơ đốt trong, tổ hợp động cơ đốt trong - máy phát, động cơ đốt trong - bơm - động cơ thủy lực...

- Có độ bền và tuổi thọ cao.

- Kích thước gọn, nhẹ dễ vận chuyển, dựng lắp; có khả năng thi công trong địa bàn chật hẹp, điều kiện thời tiết khắc nghiệt; có tính cơ động cao.

- Đảm bảo năng suất và chất lượng thi công; có khả năng phối hợp với các máy khác trong dây chuyền công nghệ, khả năng thay đổi cơ cấu công tác, cũng như khả năng sửa chữa, thay thế thuận tiện.

- Đảm bảo các yêu cầu vệ sinh môi trường cũng như vệ sinh công nghiệp theo quy định, thuận tiện, an toàn khi vận hành.

- Giá thành đầu tư hạ, hiệu quả đầu tư cao.

- Mỹ thuật công nghiệp tốt.

1.2.3. Các chỉ tiêu kinh tế kĩ thuật

Các chỉ tiêu kinh tế và kĩ thuật chủ yếu của máy xây dựng là: Năng suất, độ tin cậy, tính ổn định, tính cơ động, khả năng dễ thông qua, tính thích ứng về mặt xã hội.

Năng suất máy được biểu thị bằng số lượng sản phẩm trên đơn vị thời gian như: *l*/ph; m^3/h; t/h... và được phân thành 3 loại năng suất khác nhau là: Năng suất lí thuyết, năng suất kĩ thuật và năng suất thực tế.

Năng suất lí thuyết N_{lt} được xác định khi máy làm việc trong điều kiện lí tưởng phù hợp với thông số kĩ thuật của máy khi thiết kế.

Năng suất kĩ thuật N_{kt} được xác định khi máy làm việc trong điều kiện có kể đến ảnh hưởng của đối tượng công tác như tính chất của đất, đá, điều kiện địa hình...

Năng suất thực tế N_{tt} được xác định theo số sản phẩm thực tế do máy tạo ra trong một đơn vị thời gian. Dễ thấy được rằng năng suất của máy phụ thuộc không những chỉ vào đặc tính kĩ thuật, độ tin cậy... của máy mà còn phụ thuộc cả vào trình độ quản lí, khai thác, bảo quản... và $N_{tt} < N_{kt} < N_{lt}$

Độ tin cậy là một chỉ tiêu tổng hợp được biểu hiện ở tính không hỏng, ở độ bền lâu, tính sửa chữa... Độ tin cậy càng cao thì năng suất của máy càng tăng, do ít phải dừng máy do hỏng hóc, do sửa chữa...

Tính ổn định của máy được thể hiện ở khả năng làm việc của máy với thông số kĩ thuật ổn định. Nó là một chỉ tiêu quan trọng ảnh hưởng đến năng suất và giá thành sản phẩm.

Độ cơ động và khả năng dễ thông qua của máy đặc trưng cho khả năng thích nghi của máy trong di chuyển khi làm việc cũng như không làm việc trên các địa hình phức tạp.

Tính thích ứng về mặt xã hội phản ánh khả năng phù hợp của máy trong điều kiện xã hội như an toàn, tiện nghi cho người vận hành, đảm bảo vệ sinh công nghiệp, vệ sinh môi trường.

Ngoài các chỉ tiêu trên người ta còn sử dụng nhiều chỉ tiêu khác để đánh giá sự làm việc của các máy cụ thể như tính nhiệt đới hoá, mức độ và hiệu quả đầu tư... Các vấn đề này, người đọc có thể nghiên cứu sâu hơn ở các tài liệu tham khảo.

§1.3.TẢI TRỌNG TRÊN MÁY XÂY DỰNG

1.3.1. Chế độ làm việc

Đối tượng phục vụ của máy xây dựng rất đa dạng, yêu cầu công việc và điều kiện sử dụng của các loại máy xây dựng cũng rất khác nhau. Ngay trong cùng một loại máy, tùy theo yêu cầu thực tế mà điều kiện sử dụng máy cũng không giống nhau. Dựa vào yêu cầu thực tế về điều kiện sử dụng máy mà chủ yếu là mức độ sử dụng máy theo thời gian và mức độ chất tải, người ta phân loại các cơ cấu và máy xây dựng theo các nhóm chế độ làm việc tiêu chuẩn. Việc phân loại máy xây dựng theo các nhóm chế độ làm việc giúp cho người thiết kế, chế tạo có cơ sở để chọn các hệ số khi thiết kế máy cho phù hợp với điều kiện làm việc thực tế của máy nhằm đảm bảo độ an toàn, độ tin cậy, tuổi thọ và giảm giá thành máy.

Theo đặc điểm của quá trình làm việc, máy xây dựng được phân thành hai nhóm:

- Nhóm máy xây dựng có chế độ làm việc liên tục, năng suất cao và ổn định, quá trình chất và dỡ tải xảy ra khi máy đang làm việc. Động cơ của nhóm máy này làm việc theo chế độ dài hạn. Nhóm này gồm: Máy vận chuyển (băng tải, xích tải, gầu tải, vít tải...), máy đào nhiều gầu hệ xích và hệ rôto, máy nghiền, máy sàng, máy bơm bê tông, một số máy trộn bê tông có chế độ làm việc liên tục...

- Nhóm máy xây dựng làm việc theo chu kì gồm các loại máy nâng, máy đào một gầu, máy đào - chuyển đất, máy đóng cọc, máy trộn bê tông theo chu kì... Động cơ của các loại máy này làm việc theo chế độ ngắn hạn, đặc biệt là động cơ các cơ cấu của máy nâng làm việc theo chế độ ngắn hạn lặp đi lặp lại trong chu kì.

Các nhóm chế độ làm việc tiêu chuẩn của các loại máy nâng, máy làm đất và máy sản xuất vật liệu xây dựng được giới thiệu trong các tài liệu chuyên ngành và các tiêu chuẩn quốc gia. Trong mỗi bước tính toán các chi tiết, các cơ cấu cũng như kết cấu kim loại của máy đều phải chú ý đến ảnh hưởng của chế độ làm việc. Vì vậy trong tài liệu này, để có cơ sở cho việc tính toán các chi tiết và cơ cấu máy ở các chương sau, chúng tôi xin giới thiệu các số liệu phân loại chế độ làm việc của máy nâng. Đối với các loại máy khác, dựa vào điều kiện làm việc thực tế có thể quy về chế độ làm việc tương đương. Xếp loại cơ cấu làm việc theo chế độ này hay chế độ khác phải dựa trên cơ sở quan sát sự làm việc của nó trong thời gian nhất định.

Theo TCVN 5862-1995, máy nâng được phân thành tám nhóm chế độ làm việc A1-A8 trên cơ sở phối hợp mười cấp sử dụng U0-U9 và bốn cấp tải của thiết bị Q1-Q4; các cơ cấu máy cũng được phân ra tám nhóm chế độ làm việc M1-M8 ứng với mười cấp sử dụng T0-T9 và bốn cấp tải của cơ cấu L1-L4. Tuy nhiên, hiện nay rất nhiều tài liệu cũng như trong thực tế sử dụng ở nước ta vẫn dùng cách phân loại chế độ làm việc theo tiêu chuẩn cũ TCVN 4244:1986. Để tiện cho việc tính toán và xếp loại cơ cấu theo chế độ làm việc tiêu chuẩn, dưới đây giới thiệu cách phân loại chế độ làm việc của cơ cấu máy theo TCVN 4244:1986.

Chế độ làm việc của cơ cấu được đặc trưng bằng các chỉ tiêu sau đây:

- Cường độ làm việc của cơ cấu:

$$CĐ\% = \frac{t}{T}100 \ ,$$

Trong đó:

t - thời gian chạy máy trong một chu kì hoạt động, bao gồm tổng thời gian mở máy $\sum t_m$ và tổng thời gian làm việc với tốc độ ổn định $\sum t_v$:

$$t = \sum t_m + \sum t_v \ .$$

T - toàn bộ thời gian một chu kì làm việc của cơ cấu, bao gồm tổng thời gian chạy máy t, tổng thời gian phanh $\sum t_p$ và tổng thời gian dừng máy $\sum t_d$:

$$T = \sum t_m + \sum t_v + \sum t_p + \sum t_d \ .$$

- Hệ số sử dụng cơ cấu theo tải trọng:

$$k_Q = \frac{Q_{tb}}{Q} \ ;$$

Trong đó:

Q_{tb} - tải trọng trung bình tính trong vòng một năm hoạt động;

Q - tải trọng danh định của cơ cấu.

- Hệ số sử dụng cơ cấu trong ngày:

$$k_{ng} = \frac{\text{Số giờ làm việc trong ngày}}{24}$$

- Hệ số sử dụng cơ cấu trong năm:

$$k_n = \frac{\text{Số ngày làm việc trong năm}}{365}$$

Ngoài ra cũng cần chú ý đến một số chỉ tiêu khác như số lần mở máy trong một giờ tính trung bình trong một ca làm việc m, số chu kì làm việc trong một giờ a_{ck}, nhiệt độ môi trường xung quanh. Các cơ cấu máy được chia ra hai nhóm: Dẫn động bằng tay và dẫn động máy. Nhóm dẫn động bằng tay làm việc với tốc độ rất chậm và nhiều quãng nghỉ lâu. Nhóm dẫn động máy được chia ra các chế độ làm việc sau: Nhẹ (Nh), trung

bình (T), nặng (N), rất nặng (RN) và rất nặng liên tục (RNL). Trong bảng 1.1 là các số liệu về chế độ làm việc của cơ cấu máy nâng, ngoài ra còn có các số liệu về thời hạn phục vụ và tuổi thọ nên dùng đối với các chi tiết máy điển hình của cơ cấu để tính toán chúng theo sức bền mỏi.

Bảng 1.1. Các số liệu về chế độ làm việc của cơ cấu máy

Chế độ làm việc		Nhẹ (Nh)	Trung bình (T)	Nặng (N)	Rất nặng (RN)	Rất nặng liên tục (RNL)
Cường độ làm việc, CĐ%		15	25	40	40 ÷ 60	60 ÷ 80
Hệ số sử dụng trong ngày, k_{ng}		0,33	0,67	0,67	1,0	1,0
Hệ số sử dụng trong năm, k_n		0,25	0,5	0,75	1,0	1,0
Hệ số sử dụng tải trọng, k_Q		0,5	0,5÷ 0,75	0,75÷ 1,0	1,0	1,0
Số lần mở máy trong một giờ, m		60	120	240	300	720
Số chu kì làm việc trong một giờ, a_{ck}		10 ÷ 15	20 ÷ 25	30 ÷ 35	40	-
Nhiệt độ môi trường, t^oC		25	25	25	45	45 ÷ 60
Thời hạn phục vụ, năm	Ổ lăn	10	5	3	3	3
	Bánh răng	15	10	10	10	10
	Trục và các chi tiết khác	25	15	10	10	10
Thời gian làm việc trong thời hạn trên, giờ	Ổ lăn	1000	3500	5000	10000	15000
	Bánh răng	1500	7000	16000	32000	48000
	Trục và các chi tiết khác	2500	10000	16000	32000	48000

1.3.2. Các thành phần tải trọng

Các thành phần tải trọng tác dụng lên máy xây dựng trong trạng thái làm việc cũng như trạng thái không làm việc bao gồm lực (mômen) dẫn động, lực cản công tác trong máy, trọng lượng bản thân máy, tải trọng gió (đối với máy vận chuyển có tốc độ cao còn có lực cản không khí khi máy chuyển động), lực quán tính, tải trọng động xuất hiện trong các khâu liên kết đàn hồi của cơ cấu máy. Ngoài ra, có thể xuất hiện những thành phần tải trọng đặc biệt khác như tải trọng phát sinh khi vận chuyển, lắp dựng, tải trọng xuất hiện do biến dạng nhiệt, tải trọng do động đất... Các tải trọng có thể tác động lên máy thường xuyên hoặc không thường xuyên, theo quy luật hoặc không theo quy luật. Tùy theo trạng thái làm việc của máy cũng như các bài toán, các trường hợp tính toán cụ thể mà các tải trọng được kể đến hay không.

Lực (mômen) dẫn động trong máy là mômen trên trục động cơ hoặc lực trên cần pittông của xilanh thủy lực, khí nén để dẫn động bộ phận công tác trong cơ cấu máy

thực hiện chức năng yêu cầu. Để xác định lực (mômen) dẫn động cần phải biết các thành phần lực cản công tác, lực quán tính của các khối lượng chuyển động. Lực dẫn động trong mọi trường hợp luôn không nhỏ hơn lực cản công tác, song nếu lực dẫn động quá lớn sẽ hao phí năng lượng, lực quán tính và tải trọng động lớn làm tăng kích thước máy, giảm tuổi thọ của máy, máy rung... Một số trường hợp nếu lực dẫn động quá lớn thì cơ cấu máy không thực hiện được chức năng yêu cầu, ví dụ cơ cấu di chuyển máy, nếu lực dẫn trên bánh xe chủ động lớn hơn lực bám sẽ xảy ra hiện tượng quay trơn tại chỗ và máy không di chuyển được.

Tùy từng loại máy và điều kiện làm việc cụ thể mà lực cản công tác trong máy có thể là trọng lượng vật nâng và thiết bị mang vật (tải trọng nâng) đối với các loại máy nâng; lực cản cắt và đào đất đối với các loại máy làm đất; lực cản do ma sát giữa các bộ phận có chuyển động tương đối với nhau; lực cản do độ dốc... Các thành phần lực cản này, tùy từng loại máy, được giới thiệu trong các tài liệu chuyên ngành và trong điều kiện làm việc cụ thể, lực cản công tác được xác định bằng cách tính toán theo công thức hoặc bằng thực nghiệm.

Trọng lượng bản thân máy là loại tải trọng thường xuyên bao gồm trọng lượng các chi tiết, cụm máy và kết cấu kim loại. Trọng lượng bản thân máy là một trong những thông số quan trọng dùng để tính ổn định máy và xác định các thành phần tải trọng khác như lực cản ma sát, lực cản do độ dốc, lực quán tính, tải trọng động... Khi thiết kế máy mới, người ta xác định sơ bộ trọng lượng các cụm máy và toàn bộ máy bằng các công thức kinh nghiệm, các bảng hoặc đồ thị cho trong các tài liệu chuyên ngành hoặc dựa vào các loại máy tương tự có sẵn. Trong bước tính chính xác cần tiến hành tính toán lại trọng lượng máy để so sánh với giá trị trọng lượng chọn sơ bộ và điều chỉnh cho đúng. Trong tính toán bền các chi tiết máy, người ta thường bỏ qua trọng lượng bản thân của nó (trừ một số trường hợp có trọng lượng lớn).

Đối với các máy làm việc ngoài trời, đặc biệt là những máy có kích thước lớn như cần trục, máy khoan, máy đóng cọc..., cần phải tính đến tải trọng gió. Tải trọng gió thay đổi một cách ngẫu nhiên, trị số phụ thuộc vào thời tiết, khí hậu của từng vùng.

Tải trọng gió được coi là tác dụng theo phương ngang và được tính theo công thức:

$$W_g = q.n.c.\beta.A \ ; \qquad N$$

Trong đó:

$q = v^2/1,6$ - áp lực gió ở độ cao dưới 10 m; N/m^2. Áp lực gió phụ thuộc vào từng trường hợp tính toán: áp lực gió trung bình ở trạng thái làm việc $q_I = 150\ N/m^2$; áp lực gió lớn nhất ở trạng thái làm việc $q_{II} = 250\ N/m^2$; áp lực gió ở trạng thái không làm việc q_{III} được tính theo tốc độ gió lớn nhất tại vùng đặt máy trên bản đồ chia vùng gió. Đối với máy làm việc tại bến cảng, trên sông, biển có thể lấy $q_I = 250\ N/m^2$, $q_{II} = 400\ N/m^2$;

v - tốc độ gió, m/s;

n - hệ số kể đến sự tăng áp lực gió theo chiều cao, được lấy theo bảng 1.2;

Bảng 1.2. Giá trị hệ số n

Chiều cao	Đến 10m	10 ÷ 20	20 ÷ 30	30 ÷ 40	40 ÷ 50	50 ÷ 60	60 ÷ 70	70 ÷ 80	80 ÷ 100
n	1,00	1,32	1,52	1,7	1,8	1,9	2,0	2,12	2,2

c - hệ số cản khí động học: Với kết cấu làm từ ống c = 0,8 ÷ 1,2; kết cấu hộp, cabin, đối trọng, cáp, vật nâng c = 1,2; dầm bề mặt có chỗ lồi lõm, dàn phẳng làm từ thép góc c = 1,5 ÷ 1,6;

β - hệ số động lực học kể đến đặc tính xung động của tải trọng gió, thường lấy hoặc tính toán theo loại máy trong các tài liệu chuyên ngành;

$A = A_0.\varphi$ - diện tích chắn gió tính toán của kết cấu chịu tải trọng gió, m^2;

A_0 - diện tích bề mặt chắn gió được giới hạn bởi đường biên ngoài của kết cấu, m^2;

φ - hệ số kể đến phần lỗ hổng: Với kết cấu dàn φ = 0,2 ÷ 0,4; với các cơ cấu máy φ = 0,8 ÷ 1,0; với kết cấu có thành kín, đối trọng φ = 1,0.

Tải trọng gió trung bình ở trạng thái làm việc ứng với q_I dùng để tính toán các chi tiết máy theo độ bền mỏi và chọn động cơ. Tải trọng gió lớn nhất ở trạng thái làm việc ứng với q_{II} dùng để tính bền các chi tiết và kết cấu kim loại, kiểm tra ổn định máy khi có tải, kiểm tra thời gian mở máy, thời gian phanh các cơ cấu. Lực gió ở trạng thái không làm việc ứng với q_{III} tính theo tốc độ gió lớn nhất tại vùng máy làm việc dùng để tính các thiết bị phòng gió, kiểm tra các chi tiết của kết cấu chịu áp lực gió và kiểm tra ổn định máy trong trạng thái không làm việc.

Lực quán tính trong các cơ cấu máy xuất hiện trong thời kì chuyển động không ổn định: mở máy, phanh, thay đổi tốc độ.

Lực quán tính của các khối lượng chuyển động tịnh tiến:

$$P_{qt} = m.a = \frac{G}{g} \cdot \frac{v}{t_o}$$

Mômen của lực quán tính của các khối lượng chuyển động quay trong cơ cấu:

$$M_{qt} = J \cdot \frac{\omega}{t_o} \;;$$

Trong đó:

m, G - khối lượng và trọng lượng của chi tiết hoặc phần máy có chuyển động tịnh tiến;

v - tốc độ chuyển động tịnh tiến;

J - mômen quán tính của khối lượng chi tiết hoặc phần máy quay;

ω - vận tốc góc của khối lượng chuyển động quay;

t_o - thời gian chuyển động không ổn định.

Lực quán tính li tâm của máy hoặc phần máy có chuyển động quay vòng:

$$P_{lt} = m.\omega^2.R \quad ;$$

Trong đó:

R - khoảng cách theo phương ngang từ trục quay đến trọng tâm của khối lượng có chuyển động quay vòng.

Lực quán tính tiếp tuyến trong thời kì chuyển động không ổn định của khối lượng có chuyển động quay vòng:

$$P_{tt} = m \cdot \frac{\omega}{t_o} . R$$

Máy xây dựng và các cơ cấu máy có thể được coi là một cơ hệ gồm nhiều khối lượng chuyển động nối với nhau bằng các khâu liên kết đàn hồi. Dưới tác dụng của các thành phần tải trọng, đặc biệt là trong thời kì chuyển động không ổn định của cơ cấu, các khối lượng trong cơ hệ sẽ dao động và trong các khâu liên kết đàn hồi sẽ xuất hiện tải trọng động mà giá trị của nó đôi khi lớn gấp nhiều lần so với tải trọng tĩnh. Giá trị và sự biến thiên của tải trọng động phụ thuộc vào độ đàn hồi của các khâu liên kết, vào giá trị và sự phân bố của các khối lượng chuyển động trong cơ hệ, vào quy luật thay đổi các thành phần tải trọng (lực dẫn động và lực cản công tác). Trong hầu hết các loại máy xây dựng, đặc biệt là các loại máy nâng, máy làm đất và gia cố nền móng, sự xuất hiện dao động và tải trọng động là có hại cần phải nghiên cứu, tính toán triệt tiêu hoặc giảm ảnh hưởng của chúng. Tuy nhiên, trong một số loại máy xây dựng như bàn rung tạo hình sản phẩm bê tông, máy sàng rung, búa rung... thì dao động và tải trọng động là một trong những yếu tố quan trọng để thực hiện chức năng công nghệ của máy. Nghiên cứu động lực học máy xây dựng và xác định thành phần tải trọng động được giới thiệu ở các chương 6, 7, 8, 9 và 10 của tài liệu này.

1.3.3. Chế độ tải trọng tính toán

Khi tính toán máy xây dựng, để phối hợp đa dạng các tải trọng, người ta phân biệt ba trường hợp tải trọng tính toán như sau:

Trường hợp I: Tải trọng bình thường ở trạng thái làm việc phát sinh khi máy làm việc ở điều kiện bình thường. Tất cả các tải trọng đều được xác định với giá trị trung bình bao gồm trọng lượng bản thân máy; tải trọng gió trung bình ở trạng thái làm việc; tải trọng động trong quá trình mở máy và phanh êm dịu; tải trọng do độ dốc trung bình; lực cản công tác trong máy lấy giá trị danh định theo công dụng của máy như tải trọng nâng danh định đối với các loại máy nâng, lực cản cắt và đào đất đối với máy làm đất được tính với loại đất mà máy làm việc theo công dụng... Trong trường hợp này, các chi tiết trong cơ cấu máy được tính theo sức bền mỏi (theo giới hạn mỏi), độ mòn, tính công suất động cơ và kiểm tra phát nhiệt cho thiết bị điện. Các chi tiết không quay hoặc không chịu ứng suất thay đổi khi quay thì có thể tính theo sức bền tĩnh với hệ số an toàn bền cao.

Trường hợp II: Tải trọng lớn nhất ở trạng thái làm việc phát sinh khi máy làm việc ở điều kiện nặng nhất, bất lợi nhất. Các tải trọng đều lấy với giá trị lớn nhất khi làm

việc như lực cản tĩnh cực đại, tải trọng động lớn nhất xuất hiện khi mở máy và phanh đột ngột, tải trọng gió lớn nhất ở trạng thái làm việc, tải trọng do độ dốc lớn nhất có thể. Các trị số tải trọng lớn nhất trong trạng thái làm việc thường giới hạn bởi những điều kiện bên ngoài như sự quay trơn hay trượt trơn của bánh xe dẫn động, trị số mômen phanh lớn nhất, mômen giới hạn của khớp nối... Trong trường hợp này các chi tiết trong cơ cấu và kết cấu kim loại được tính theo sức bền tĩnh. Ngoài ra trường hợp tải trọng này còn dùng để kiểm tra khả năng quá tải của động cơ, kiểm tra ổn định máy trong trạng thái làm việc và để tính toán các cơ cấu và thiết bị an toàn kể trên.

Trường hợp III: Tải trọng lớn nhất trong trạng thái không làm việc của máy đặt ngoài trời, gồm trọng lượng bản thân máy, tải trọng gió lớn nhất trong trạng thái không làm việc và tải trọng do độ dốc. Trường hợp này dùng để tính toán thiết bị phòng gió, kẹp ray, kiểm tra ổn định máy trong trạng thái không làm việc.

§1.4. VẬT LIỆU VÀ CÁC PHƯƠNG PHÁP TÍNH TOÁN TRONG MÁY XÂY DỰNG

1.4.1. Vật liệu thường dùng trong chế tạo máy xây dựng

a) Các yêu cầu khi chọn vật liệu

Khi chế tạo các chi tiết, cụm chi tiết và kết cấu kim loại máy xây dựng, việc chọn được loại vật liệu phù hợp cho từng bộ phận trong máy không những giảm giá thành sản phẩm mà còn góp phần làm tăng độ tin cậy và tuổi thọ của máy. Các yêu cầu chung khi chọn vật liệu trong chế tạo máy xây dựng gồm:

- Khi chọn vật liệu chế tạo một chi tiết máy cụ thể, ngoài việc đảm bảo độ bền, độ cứng cần thiết còn cần phải chú ý đến đặc điểm và điều kiện làm việc của chi tiết máy. Ví dụ: đối với chi tiết máy chịu tải trọng và ứng suất thay đổi trong quá trình làm việc thì phải chọn vật liệu có giới hạn mỏi cao; chi tiết chịu ứng suất tiếp xúc lớn phải chọn vật liệu có tính chịu mài mòn cao...

- Phải thỏa mãn các yêu cầu về trọng lượng, khuôn khổ và kích thước của chi tiết máy và toàn máy.

- Vật liệu phải có tính công nghệ thích ứng với phương pháp gia công và hình dạng của chi tiết máy. Vật liệu dùng để chế tạo kết cấu kim loại thường phải có tính hàn cao. Tùy theo phương pháp gia công chế tạo chi tiết mà phải chọn vật liệu phù hợp với công nghệ chế tạo như rèn, dập, đúc, gia công cắt gọt, nhiệt luyện...

- Vật liệu phải sẵn có, thông dụng, dễ tìm và có tính kinh tế cao, giá thành sản phẩm hạ.

b) Vật liệu thường dùng trong chế tạo các chi tiết, cụm chi tiết máy xây dựng

Trong chế tạo máy xây dựng sử dụng rộng rãi các loại gang, thép cacbon, thép hợp kim, kim loại mầu và các loại vật liệu khác.

Thép cacbon và gang là hai loại vật liệu phổ biến nhất trong chế tạo máy xây dựng do chúng có độ bền, độ cứng cao và đặc biệt là rẻ tiền và dễ kiếm. Để tăng cơ tính của vật liệu, người ta áp dụng các phương pháp nhiệt luyện, hóa nhiệt luyện, cơ luyện.

Thép cacbon chất lượng thường được chia làm ba nhóm A, B, C. Thép cacbon nhóm A là loại thép được đảm bảo về cơ tính, không đảm bảo về thành phần hoá học. Kí hiệu của thép cacbon nhóm A như sau: Ст0, Ст1, Ст1Kn, Ст2, Ст2Kn, Ст3, Ст3Kn, Ст4, Ст5, Ст6, Ст7 (trong kí hiệu Kn - chỉ thép sôi, không có kí hiệu này - chỉ thép lắng). Thép cacbon nhóm B (kí hiệu của Liên Xô là Б) đảm bảo về thành phần hóa học mà không đảm bảo về cơ tính nên không được dùng trong chế tạo máy. Thép cacbon nhóm C (kí hiệu của Liên Xô là B) đảm bảo cả về cơ tính lẫn thành phần hóa học.

Thép cacbon chất lượng cao, thường gọi là thép cơ khí, gồm các loại thép 20, thép 35, thép 40, thép 45 được dùng phổ biến để chế tạo các chi tiết trong bộ truyền cơ khí như bánh răng, trục truyền, bu lông, đai ốc...

Trong chế tạo máy xây dựng dùng khá phổ biến các loại thép hợp kim và thép kết cấu hợp kim thấp. Kí hiệu các loại thép này phụ thuộc vào thành phần hóa học của nó với các chữ sau kí hiệu thép : Г - măng gan; X - crôm; H - niken; Д - đồng;... Các chất có trong thép với hàm lượng dưới 0,3% đều không ghi vào kí hiệu thép. Thép hợp kim thấp so với thép cacbon có độ bền, độ cứng cao hơn, tính chống gỉ cao hơn song nhậy cảm hơn với tập trung ứng suất và đắt tiền hơn.

Kim loại mầu như đồng, kẽm, chì, nhôm, thiếc cũng được sử dụng trong chế tạo máy xây dựng và thường được dùng dưới dạng hợp kim như đồng thanh, đồng thau, babít, đuyara... Do các hợp kim này đắt và không sẵn có nên người ta chỉ dùng chúng khi có yêu cầu đặc biệt như kết cấu nhẹ, chống gỉ, giảm masát và mài mòn trong các ổ trượt... Các loại vật liệu thường dùng trong chế tạo các chi tiết và cụm chi tiết máy xây dựng cho trong bảng 1.3.

Ngoài ra, trong chế tạo máy xây dựng còn sử dụng các loại vật liệu phi kim loại như gỗ phíp, da, cao su, amiăng, chất dẻo để làm băng vận chuyển, đai, gioăng làm kín, má phanh, đệm đàn hồi giảm chấn...

Bảng 1.3. Vật liệu thường dùng trong chế tạo chi tiết máy xây dựng

Vật liệu	Bộ phận hoặc chi tiết máy
1. Thép cacbon chất lượng thường:	
Ст0	Ống lót, vòng đệm, lát sàn, nắp và các chi tiết ít chịu lực
Ст3Kn	Các tấm, vỏ, nắp vòng bi, các ống lót và tang hàn, puli
Ст3	Tang, tay đòn phanh, xích hàn, móc treo thường và các chi tiết của hộp móc treo.
Ст4	Đai ốc chặn trong hộp móc treo, bu lông, vít cấy, các chi tiết không hàn nhưng yêu cầu độ bền và độ cứng lớn hơn Ст3.
Ст5	Trục cơ cấu di chuyển, nửa khớp nối, bu lông chịu cắt trong khớp nối, moay ơ của tang, ray vuông, puli, trục tang và bánh xe chịu tải nhẹ.
Ст6	Các chi tiết trên (đối với Ст5), then, chốt, cần đẩy của phanh, bánh tựa trong thiết bị tựa quay.

Bảng 1.3. (tiếp theo)

Vật liệu	Bộ phận hoặc chi tiết máy
2. Thép cacbon chất lượng cao:	
Thép 20	Móc treo rèn, thanh kéo, má cặp trong thiết bị cặp vật, tay đòn, khớp nối, dầm ngang và các chi tiết trong hộp móc treo, các chi tiết cần hóa cứng bề mặt bằng phương pháp thấm cácbon.
Thép 35	Trục và trục truyền cơ cấu di chuyển, bu lông chịu cắt trong khớp nối, thanh kéo, dầm ngang, puli, moay ơ của tang chịu tải nặng.
Thép 40	Trục của tất cả các cơ cấu, bulông cường độ cao lắp ở vị trí quan trọng, ống lót, khớp nối.
Thép 45	Các chi tiết như ở thép 40, trục tâm, bánh răng, trục liền bánh răng, bánh phanh, chốt khớp nối và phanh, ụ chắn, bánh tựa và con lăn trong thiết bị tựa quay.
Thép 75	Bánh xe di chuyển trên ray, có yêu cầu nhiệt luyện để đạt độ cứng bề mặt cao.
3. Thép hợp kim	
Thép 65Г	Bánh xe di chuyển trên ray (như thép 75), đệm vênh, bánh tựa trong thiết bị tựa quay, các loại lò xo ít làm việc và không quan trọng.
Thép 40X và 45X	Trục làm việc nặng, trục liền bánh răng, trục vít, đĩa xích, bánh răng, khớp nối răng, ray dẫn hướng.
Thép 50Г	Các chi tiết chịu mài mòn, đĩa ma sát, bánh răng con, trục liền bánh răng, ray của thiết bị tựa quay.
Thép ЩX 15	Vành của thiết bị tựa quay và các vòng bi phi tiêu chuẩn.
Thép 60C2	Lò xo các loại phanh và lò xo quan trọng làm việc nặng.
4. Thép đúc	
Thép 35Л	Các blốc máy, vỏ hộp giảm tốc, ụ chắn, tang và moay ơ tang, puli, tay đòn phanh má.
Thép 55Л	Bánh răng, bánh phanh, bánh tựa của thiết bị tựa quay.
5. Gang xám	
CЧ 15 - 32	Puli (chiều dày thành puli dưới 15mm), các blốc máy, vỏ hộp giảm tốc và nắp.
CЧ 18 - 36	Puli, tang, vỏ và nắp hộp giảm tốc, bánh phanh, đĩa xích.
CЧ 28-48 và CЧ 35-56	Puli, tang, blốc máy, vỏ và nắp hộp giảm tốc có yêu cầu độ bền cao.
6. Hợp kim nhôm	
AЛ 5 và AЛ 11	Các blốc máy, vỏ hộp giảm tốc có độ bền cao, vỏ máy của palăng xích kéo tay và palăng điện
7. Hợp kim đồng	
Бр. ОЦС 5-5-3	Bạc trượt (áp lực $\leq 100kG/mm^2$, tốc độ trượt $\leq 2m/s$), vành răng của bánh vít, bánh răng con.
Бр.ОФ 10-1	Vành răng bánh vít quan trọng làm việc nặng, bạc trượt (áp lực $\leq 200kG/mm^2$, $v \leq 3m/s$).
Бр. АЖ 9-4 và Бр. АЖН 104-4-4Л	Bạc trượt làm việc với trục thép có độ cứng cao, bánh răng con và vành răng bánh vít ăn khớp với trục vít đã nhiệt luyện với độ cứng cao.

Ghi chú: *Trong bảng 1.3 một số chi tiết có thể được chế tạo bằng nhiều loại vật liệu. Tùy theo điều kiện làm việc cụ thể, chất lượng và điều kiện vật tư mà có thể chọn loại vật liệu phù hợp.*

c) Vật liệu dùng trong chế tạo kết cấu kim loại máy xây dựng

Kết cấu kim loại máy xây dựng, đặc biệt là các loại máy lớn như máy nâng, máy làm đất, chiếm một phần kim loại rất lớn, khoảng 60-80% khối lượng kim loại toàn bộ máy. Vì thế việc chọn kim loại thích hợp cho kết cấu kim loại để sử dụng chúng một cách kinh tế nhất là rất quan trọng.

Kết cấu kim loại của máy xây dựng gồm các thép tấm và thép hình nối với nhau bằng hàn hay bằng bu lông, đinh tán. Vì mối ghép hàn gia công nhanh và rẻ nên được dùng rộng rãi hơn.

Các loại thép hình, thép tấm dùng cho kết cấu kim loại của máy xây dựng có thể được chế tạo bằng thép cácbon, thép kết cấu hợp kim thấp hoặc hợp kim nhôm.

Thép cacbon cán nóng chất lượng thường nhóm A và C là loại vật liệu được dùng phổ biến nhất để chế tạo kết cấu kim loại máy xây dựng. Các thanh chịu tải trọng trong kết cấu kim loại máy xây dựng thường dùng thép Cт3, BCт3, Cт3Kn, BCт3Kn với lượng lưu huỳnh không quá 0,05%, lượng phốt pho không quá 0,045%; tổng lượng crôm, niken và đồng không quá 0,6%. Đối với các bộ phận phụ, không chịu tải, sàn lát, lan can bảo vệ, cầu thang, cabin. .. dùng thép Cт0, Cт1, Cт2.

Để giảm khối lượng kết cấu kim loại của máy xây dựng, nhất là các máy có trọng tải lớn, các thanh chịu tải thường được chế tạo bằng các thép kết cấu hợp kim thấp 10XCHД, 10XГCHД, 15XCHД, 09Г2C, 10Г2C1. So với thép cacbon Cт3 các loại thép này có ưu điểm là độ bền cao, tính chống ăn mòn ở ngoài trời tốt song đắt, có độ nhạy lớn đối với sự tập trung ứng suất và các thanh dễ mất ổn định. Vì vậy khi dùng thép hợp kim thấp cần áp dụng những biện pháp kết cấu và công nghệ hợp lí để giảm hệ số tập trung ứng suất.

Để giảm khối lượng kết cấu kim loại của máy người ta còn dùng hợp kim nhôm. So với thép cacbon, hợp kim nhôm có khối lượng riêng nhỏ hơn từ 2,8 đến 3 lần; cơ tính khá cao, gần bằng thép Cт3; tính chống ăn mòn cao. Tuy nhiên, hợp kim nhôm có môđun đàn hồi thấp (khoảng hai lần nhỏ hơn thép) làm tăng biến dạng đàn hồi và chu kì dao động của kết cấu đồng thời giảm trị số ứng suất tới hạn. Vì vậy các thanh chế tạo bằng hợp kim nhôm cần có tiết diện dạng hộp hoặc ống và để đảm bảo độ cứng cần thiết của dầm bằng hợp kim nhôm, chiều cao dầm cần lấy 20 - 30% lớn hơn chiều cao dầm tương ứng bằng thép.

1.4.2. Phương pháp tính các chi tiết và cụm chi tiết máy xây dựng

Tính toán các chi tiết máy xây dựng theo sức bền mỏi và sức bền tĩnh cho các trường hợp tải trọng tính toán I, II, III nêu trong mục 1.3.3 được xuất phát từ phương trình cơ bản sau:

$$\sigma \le [\sigma] = \frac{\sigma_{nh}}{[n]} \;;$$

Trong đó:

σ - ứng suất lớn nhất tác dụng trong chi tiết, có tính đến tập trung ứng suất, trạng thái bề mặt, tính chất lắp ghép, N/mm^2;

$[\sigma]$ - ứng suất cho phép đối với chi tiết, N/mm^2;

σ_{nh} - ứng suất nguy hiểm của vật liệu, đối với trạng thái căng cụ thể lấy theo giới hạn bền σ_b, giới hạn chảy σ_{ch} hoặc giới hạn mỏi σ_{-1}, tùy theo trường hợp tính, N/mm^2;

$[n]$ - hệ số an toàn thấp nhất cho phép.

Trong máy xây dựng, người ta thường dùng phương pháp tách thành phần để xác định các ứng suất cho phép, trong đó hệ số an toàn $[n]$ được xác định tùy thuộc vào mức độ quan trọng của chi tiết và chế độ làm việc của cơ cấu, đặc tính tải trọng...

Tuy nhiên, trong từng trường hợp tính, không phải bao giờ công thức tính cũng có dạng như phương trình cơ bản nêu trên. Dưới đây nêu một số công thức thường dùng trong tính toán chi tiết máy xây dựng theo sức bền tĩnh và sức bền mỏi.

a) Tính theo sức bền tĩnh

Phép tính chi tiết máy xây dựng theo sức bền tĩnh được áp dụng cho trường hợp tính II và III, khi các thành phần tải trọng tác dụng lên chi tiết đạt giá trị lớn nhất.

- Đối với vật liệu giòn lấy giới hạn bền làm ứng suất nguy hiểm:

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_b}{[n]} \ ;$$

$$\tau \leq [\tau] = \frac{\tau_b}{[n]} \ .$$

- Đối với vật liệu dẻo, kể cả khi chi tiết chịu tải trọng tĩnh hoặc tải trọng va đập, lấy giới hạn chảy làm ứng suất nguy hiểm:

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{ch}}{[n]} \ ;$$

$$\tau \leq [\tau] = \frac{\tau_{ch}}{[n]} \ .$$

- Đối với trạng thái căng phức tạp có tác dụng đồng thời của ứng suất pháp σ và ứng suất tiếp τ, có thể áp dụng các thuyết bền trong "Sức bền vật liệu". Đối với chi tiết làm từ vật liệu giòn hoặc dẻo, ví dụ như tang cuốn cáp, có thể sử dụng thuyết bền Mo. Thông thường người ta xác định ứng suất tương đương lớn nhất tác dụng trong chi tiết theo công thức:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Trong trường hợp không có số liệu và để tiện cho phép tính thực tế, có thể sử dụng các quan hệ gần đúng theo các công thức kinh nghiệm cho ở bảng 1.4 để tính τ_b, σ_{ch}, τ_{ch}...

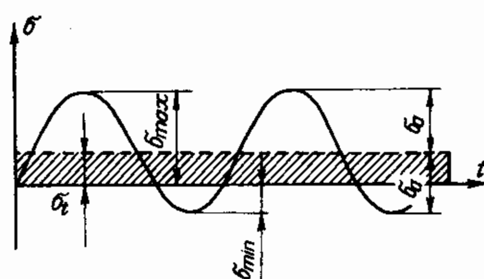
Bảng 1.4. Quan hệ gần đúng giữa các đặc tính bền cơ bản của kim loại

Đặc tính bền	Loại biến dạng	Thép cacbon	Thép hợp kim	Gang
Giới hạn bền	Xoắn	$\tau_b \approx 0{,}6\sigma_{bk}$	$\tau_b = 0{,}6\sigma_{bk}$	-
Giới hạn chảy	Kéo	$\sigma_{ch}^{k} \approx 0{,}53\sigma_{bk}$	$\sigma_{ch}^{k} \approx (0{,}65 \div 0{,}75)\ \sigma_{bk}$	-
	Uốn	$\sigma_{ch}^{u} = 1{,}2\,\sigma_{ch}^{k}$	$\sigma_{ch}^{u} \approx 1{,}1\,\sigma_{ch}^{k}$	-
	Xoắn	$\tau_{ch} \approx 0{,}63\,\sigma_{ch}^{k}$	$\tau_{ch} \approx 0{,}6\,\sigma_{ch}^{k}$	-
Giới hạn mỏi	Kéo	$\sigma_{-1}^{k} \approx 0{,}36\,\sigma_{bk}$	$\sigma_{-1}^{k} \approx 0{,}36\,\sigma_{bk}$	$\sigma_{-1}^{k} \approx (0{,}35 \div 0{,}45)\ \sigma_{bk}$
	Uốn	$\sigma_{-1}^{u} \approx 0{,}43\,\sigma_{bk}$	$\sigma_{-1}^{u} \approx 0{,}43\sigma_{bk}$	$\sigma_{-1}^{u} \approx 0{,}22\sigma_{bu}$
	Xoắn	$\tau_{-1} = 0{,}22\,\sigma_{bk}$	$\tau_{-1} \approx 0{,}22\sigma_{bk}$	$\tau_{-1} \approx (0{,}75 \div 0{,}9)\ \sigma_{-1}^{u}$

Chú thích: *σ_{bk} – giới hạn bền kéo; σ_{bu} – giới hạn bền uốn.*

b) Tính theo sức bền mỏi

Phép tính chi tiết máy xây dựng theo sức bền mỏi được áp dụng cho trường hợp tính I, tải trọng làm việc gây nên ứng suất thay đổi theo chu kì trong chi tiết. Trong trường hợp chung, sự thay đổi ứng suất theo chu kì trong chi tiết dưới tác dụng của tải trọng thay đổi được biểu diễn trên hình 1.2. Trường hợp $\sigma_{max} = -\sigma_{min}$ là trường hợp ứng suất thay đổi theo chu kì đối xứng, còn khi $\sigma_{min} = 0$ là trường hợp ứng suất thay đổi theo chu kì mạch động.



Hình 1.2: *Ứng suất thay đổi theo chu kì trong chi tiết: σ_{max}, σ_{min} – ứng suất lớn nhất, nhỏ nhất; σ_t – ứng suất trung bình; σ_a – biên độ ứng suất trong chu kì.*

Việc tính toán các chi tiết theo sức bền mỏi thường được tiến hành theo tải trọng tương đương, tức là tải trọng có tác dụng phá hỏng chi tiết trong thời hạn phục vụ. Tải trọng tương đương được xác định theo các đồ thị gia tải cơ cấu theo thời gian. Những đồ thị này được xây dựng trên cơ sở quan sát chế độ làm việc thực tế của cơ cấu. Trong trường hợp không có đồ thị gia tải thực, có thể dùng các đồ thị trung bình đã được xây dựng theo kinh nghiệm sử dụng máy cho trong các tài liệu chuyên ngành. Đối với chế độ rất nặng và rất nặng liên tục tải trọng xem như không thay đổi và bằng tải trọng danh định của máy.

Trong trường hợp tính toán sơ bộ chi tiết theo sức bền mỏi, có thể dùng phương trình kiểm tra bền cơ bản nêu trên và tính ứng suất cho phép như sau:

- Trường hợp ứng suất thay đổi theo chu kì đối xứng ($\sigma_{max} = -\sigma_{min}$):

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{[n].k_1};$$

$$[\tau] = \frac{\tau_{-1}}{[n].k_2}.$$

- Trường hợp ứng suất thay đổi theo chu kì mạch động ($\sigma_{min} = 0$):

$$[\sigma] = \frac{1,4.\sigma_{-1}}{[n].k_1};$$

$$[\tau] = \frac{1,4.\tau_{-1}}{[n].k_2};$$

Trong đó:

σ_{-1}, τ_{-1} - giới hạn mỏi của vật liệu, có thể tính gần đúng như trong bảng 1.4;

k_1, k_2 - hệ số tính đến tập trung ứng suất và các nhân tố khác ảnh hưởng đến sức bền mỏi của chi tiết, giá trị của chúng có thể lấy theo bảng 1.5.

[n] - hệ số an toàn cho phép, cách tính [n] cho trường hợp này và cho trường hợp tính theo sức bền tĩnh được trình bày ở mục sau.

Bảng 1.5. Hệ số k_1, k_2 dùng trong phép tính sơ bộ theo sức bền mỏi

Đặc điểm chi tiết	k_1 và k_2
Chi tiết bằng thép, bề mặt có gia công	1,3 ÷ 1,6
Chi tiết bằng thép, bề mặt không gia công	1,6 ÷ 2,0
Trục, ngỗng trục:	
- Ở chỗ sẽ đặt then hoặc có góc lượn	2,0 ÷ 2,8
- Ở chỗ cắt ren, khi chịu kéo và chịu uốn	3,5 ÷ 4,5
Bánh răng:	
- Sau thường hóa hoặc tôi thể tích rồi ram	1,5
- Tôi bề mặt	1,8
- Bề mặt được xêmentit hóa (thấm cacbon) hoặc nitơ hóa	1,2

Khi tính toán chi tiết máy xây dựng theo sức bền mỏi, hệ số an toàn [n] không xác định như trường hợp tính theo sức bền tĩnh và trường hợp tính toán sơ bộ nêu trên mà được xác định từ biểu đồ ứng suất giới hạn theo các công thức sau:

- Khi uốn:
$$n_\sigma = \frac{\sigma'_{-1}}{\frac{\sigma'_{-1}}{\sigma_b}\cdot\sigma_t + \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma.\beta}\cdot\sigma_a};$$

- Khi xoắn:
$$n_\tau = \frac{\tau'_{-1}}{\frac{\tau'_{-1}}{\tau_b}.\tau_t + \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau.\beta}\cdot\tau_a};$$

- Hệ số an toàn chung trong trường hợp chi tiết đồng thời chịu uốn và xoắn:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2}}} ;$$

Trong đó:

σ_a, τ_a - biên độ ứng suất trong chi tiết;

σ_t, τ_t - ứng suất trung bình trong chi tiết:

$$\sigma_t = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad ; \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad ;$$

σ_b, τ_b - giới hạn bền khi uốn và khi xoắn;

k_σ, k_τ và ε_σ, ε_τ- các hệ số tập trung ứng suất và hệ số kích thước tuyệt đối, số liệu của chúng có thể lấy trong các bảng tính toán "chi tiết máy";

β - hệ số tính đến ảnh hưởng độ nhẵn bề mặt gia công chi tiết. Với bề mặt được mài $\beta = 0,9$; gia công tinh $\beta = 0,85$; gia công thô $\beta = 0,75$; không gia công $\beta = 0,65$;

σ'_{-1}, τ'_{-1} - giới hạn mỏi ứng với số chu kì làm việc thực tế, phụ thuộc vào chế độ làm việc của chi tiết;

$$\sigma'_{-1} = \sigma_{-1}.k = \sigma_{-1} . \sqrt[8]{\frac{10^7}{Z_{td}}} \quad ;$$

$$\tau'_{-1} = \tau_{-1}.k = \tau_{-1} . \sqrt[8]{\frac{10^7}{Z_{td}}} \quad ;$$

$k = \sqrt[8]{\frac{10^7}{Z_{td}}}$ - hệ số thời gian làm việc của chi tiết;

Z_{td} - số chu kì chịu tải tương đương của chi tiết;

σ_{-1}, τ_{-1} - giới hạn mỏi dài hạn của vật liệu, có thể tính gần đúng theo các công thức ở bảng 1.4.

c) Hệ số an toàn

Hệ số an toàn cho phép [n] dùng cho phép tính theo sức bền tĩnh và phép tính sơ bộ theo sức bền mỏi được xác định bằng tích số của ba thành phần:

$$[n] = n_o.n_1.n_2$$

Trong đó:

n_o - hệ số tính đến ảnh hưởng các khuyết tật bên trong vật liệu đến sức bền mỏi của chi tiết, đối với vật đúc bằng thép $n_o = 1,3$; vật cán hoặc rèn $n_o = 1,1$; khi tính theo sức bền tĩnh thì $n_o = 1,0$;

n_1 - hệ số an toàn phụ thuộc vào mức độ quan trọng của chi tiết và cơ cấu (bảng 1.6);

n_2 - hệ số tải trọng, tính đến chế độ làm việc của cơ cấu, tải trọng quán tính khi mở máy và phanh, tính chất tải trọng... Trong bảng 1.7 cho số liệu n_2 dùng cho trường hợp tính toán I. Đối với trường hợp tính toán II và III thì lấy $n_2 = 1,0$.

Đối với các chi tiết chịu tải trọng va đập, tải trọng đột biến thì có thể lấy chung $n_1.n_2 \approx 1,15$, khi tính theo giới hạn chảy của vật liệu dẻo: $[\sigma] = \sigma_{ch}/1,15$.

Bảng 1.6. Hệ số an toàn n_1

Loại cơ cấu	Trường hợp tính	
	I	II
Cơ cấu nâng:		
Quay tay	1,2	1,1
Dẫn động máy (lấy tùy theo loại máy)	1,2 ÷ 1,5	1,1 ÷ 1,3
Cơ cấu di chuyển trên ray	1,2	1,1
Cơ cấu quay	1,2	1,1
Cơ cấu thay đổi tầm với (nâng hạ cần)	1,4	1,3
Các loại cơ cấu quay tay (trừ cơ cấu nâng)	1,0	1,0
Cơ cấu giảm xóc	-	1,15

Bảng 1.7. Hệ số tải trọng n_2 dùng cho trường hợp tính toán I

Chế độ làm việc của cơ cấu	n_2
Quay tay	1,0
Chế độ nhẹ (Nh)	1,0
Chế độ trung bình (T)	1,1
Chế độ nặng (N)	1,2
Chế độ rất nặng (RN), rất nặng liên tục (RNL)	1,3

1.4.3. Phương pháp tính kết cấu kim loại máy xây dựng

Khi tính toán kết cấu kim loại máy xây dựng cần phải tính đến tác dụng của các thành phần tải trọng lên kết cấu kim loại như: tải trọng thường xuyên, tải trọng di động, tải trọng quán tính (tải trọng động), tải trọng gió... Các thành phần tải trọng nêu trên phối hợp với nhau trong các trạng thái làm việc bất lợi của máy được gọi là các tổ hợp tải trọng tính toán. Cách xác định các thành phần tải trọng và các tổ hợp tải trọng tính toán tùy thuộc vào loại máy và được giới thiệu trong các tài liệu chuyên ngành như máy nâng, máy làm đất, máy sản xuất vật liệu xây dựng và kết cấu kim loại máy xây dựng.

Hiện nay kết cấu kim loại máy xây dựng được tính toán bằng nhiều phương pháp như: theo ứng suất cho phép; theo trạng thái giới hạn; phương pháp phần tử hữu hạn.

Khi tính toán kết cấu kim loại theo ứng suất cho phép ta đặt kết cấu vào trạng thái làm việc dưới tác dụng của tất cả các tải trọng. Điều kiện bền trong trường hợp này được xác định theo công thức:

$$\sigma_{max} \leq [\sigma]$$

Trong đó:

σ_{max} - ứng suất lớn nhất trong kết cấu kim loại;

[σ] - ứng suất cho phép.

Đối với vật liệu dẻo:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{ch}}{n}$$

Trong đó:

σ_{ch} - giới hạn chảy của vật liệu;

n - hệ số an toàn, phụ thuộc vào chế độ làm việc của kết cấu và trường hợp phối hợp tải trọng (tổ hợp tải trọng tính toán).

Phương pháp ứng suất cho phép có thể được thực hiện theo một trong hai phương án phối hợp tải trọng sau:

- Kết cấu được tính toán theo điều kiện bền dưới tác dụng của các tải trọng chính; của các tải trọng chính và các tải trọng phụ. Trong một số trường hợp cần phải kiểm tra thêm theo điều kiện bền mỏi.

- Kết cấu được tính toán theo điều kiện bền mỏi dưới tác dụng của tải trọng tương đương (trường hợp tải trọng I) và theo điều kiện bền dưới tác dụng của tải trọng lớn nhất trong trạng thái làm việc (trường hợp tải trọng II). Một số máy làm việc ngoài trời cần phải kiểm tra bền dưới tác dụng của tải trọng lớn nhất trong trạng thái không làm việc (trường hợp tải trọng III).

Phương pháp tính theo ứng suất cho phép có nhược điểm cơ bản là không xét đến biến dạng dẻo có thể có ở kết cấu và coi kết cấu hoàn toàn mất khả năng chịu tải khi chỉ có một điểm của kết cấu ở trạng thái nguy hiểm. Trong khi đó vật liệu dùng trong kết cấu kim loại chủ yếu là vật liệu dẻo nên trong nhiều trường hợp, tuy các điểm trên một hay nhiều mặt cắt đã đến giới hạn chảy song kết cấu vẫn còn khả năng chịu tải. Do đó tính toán theo ứng suất cho phép thường không được tiết kiệm và không cho sức bền đều giữa các bộ phận của kết cấu.

Phương pháp tính theo trạng thái giới hạn hay tải trọng phá hoại có xét đến sự làm việc thực tế của vật liệu ở ngoài giới hạn đàn hồi, kết cấu kim loại không đặt trong trạng thái làm việc mà đặt trong trạng thái giới hạn, tức là trong trạng thái kết cấu mất khả năng chịu tải, không thể làm việc bình thường được nữa, hoặc có biến dạng quá mức, hoặc do phát sinh các vết nứt. Do đó tính toán theo phương pháp này tiết kiệm hơn phương pháp ứng suất cho phép. Tuy nhiên, đối với yêu cầu của một số kết cấu, tính theo trạng thái giới hạn đôi khi đưa đến những biến dạng tương đối lớn, vượt quá

mức cho phép. Chính vì vậy mà khi tính theo trạng thái giới hạn, cần phải xét hai trạng thái giới hạn sau:

+ *Trạng thái giới hạn thứ nhất:* Kết cấu mất khả năng chịu tải như không đủ bền, mất ổn định, kết cấu biến đổi hình dạng (biến dạng vĩnh viễn).

+ *Trạng thái giới hạn thứ hai:* Dưới tác dụng của các tải trọng tĩnh hoặc tải trọng động, kết cấu tuy vẫn đảm bảo đủ bền và ổn định song có biến dạng hoặc dao động vượt quá mức cho phép.

Điều kiện an toàn của trạng thái giới hạn thứ nhất được xác định bằng công thức sau:

$$\sigma_{max} = \frac{\sum N_i.n_i}{F} \leq m.R \quad ;$$

Trong đó:

N_i - nội lực trong kết cấu dưới tác dụng của các thành phần tải trọng tiêu chuẩn trong những tổ hợp tải trọng bất lợi nhất;

n_i - hệ số vượt tải ($n_i > 1$);

F - đặc trưng hình học của phần tử cần tính trong kết cấu (diện tích tiết diện mặt cắt, hoặc mômen chống uốn);

$m \leq 1$ - hệ số điều kiện làm việc tính đến các điều kiện ảnh hưởng xấu đến quá trình làm việc của kết cấu như môi trường khắc nghiệt, chế độ làm việc nặng nhọc...;

$R = \sigma_{ch}.\ \eta$ - cường độ tính toán của vật liệu;

σ_{ch} - giới hạn chảy của vật liệu (cường độ tiêu chuẩn);

$\eta < 1$ - hệ số đồng chất của vật liệu, tính đến khả năng giảm giới hạn chảy so với giá trị tiêu chuẩn.

Điều kiện an toàn của trạng thái giới hạn thứ hai được xác định bằng công thức sau:

$$\frac{f}{l} \leq \left[\frac{f}{l}\right] \; ;$$

hoặc $$t \leq [t] \; .$$

Trong đó:

f/l và [f/*l*] - giá trị tính toán và giá trị cho phép của tỉ số giữa biến dạng hoặc chuyển vị và kích thước hình học của kết cấu trong những tổ hợp tải trọng bất lợi nhất;

t và [t] - giá trị tính toán và giá trị cho phép của thời gian dập tắt dao động.

Phép tính chính là phép tính theo trạng thái giới hạn thứ nhất còn phép tính theo trạng thái giới hạn thứ hai thường là phép tính kiểm tra. Khi tính toán kết cấu kim loại theo trạng thái giới hạn thứ nhất, các phương án phối hợp tải trọng cũng được thực hiện tương tự như khi tính theo ứng suất cho phép nêu trên.

So sánh cách tính của hai phương pháp ta thấy phương pháp tính theo ứng suất cho phép chỉ tính đến một hệ số an toàn n, còn phương pháp tính theo trạng thái giới hạn

tính đến ba hệ số n_i, η và m. Do đó phương pháp trạng thái giới hạn cho phép tiết kiệm vật liệu hơn và kết cấu có độ bền đều. Tuy nhiên phương pháp này chưa được hoàn chỉnh để có thể tính kết cấu kim loại của tất cả các loại máy xây dựng. Cách xác định các hệ số trên (đối với cả hai phương pháp) cho từng trường hợp tính cụ thể được giới thiệu trong giáo trình "Kết cấu kim loại máy xây dựng".

1.4.4. Tính toán hiệu suất trong máy xây dựng

Khi xác định các tải trọng tính toán theo xích động học của cơ cấu, cần phải tính đến các tổn thất ma sát trong các khâu truyền động, bằng cách đưa vào các trị số hiệu suất của các bộ phận.

Khi xác định tải trọng tác dụng lên bộ truyền, lên trục, khi chọn động cơ cần xuất phát từ trị số nhỏ nhất có thể của hiệu suất (tổn thất do ma sát là lớn nhất có thể), còn khi xác định mômen phanh thì nên xuất phát từ những trị số hiệu suất lớn nhất có thể. Trong bảng 1.8 cho các số liệu về hiệu suất của các bộ phận chủ yếu của máy.

Hiệu suất của hệ tay đòn được tính bằng tích số của các hiệu suất của mỗi bản lề. Hiệu suất của mỗi bản lề xác định theo công thức:

$$\eta = \frac{b.(a - rf)}{a.(b + rf)} \ ;$$

Trong đó:

r - bán kính bản lề;

a, b - phần tay đòn lớn và nhỏ;

f - hệ số ma sát trong ổ trượt, lấy theo bảng 1.9,

Trong trường hợp dùng ổ lăn, có thể lấy hệ số ma sát như sau: Ổ bi f = 0,005; ổ đũa f = 0,008; ổ đũa côn f = 0,02.

Bảng 1.8. Hiệu suất các bộ phận của các cơ cấu máy

Các bộ phận			η
Tang và puli cáp		Ổ trượt	0,94 ÷ 0,96
		Ổ lăn	0,96 ÷ 0,98
Các trục trung gian		Ổ trượt	0,95 ÷ 0,97
		Ổ lăn	0,97 ÷ 0,99
Bộ truyền bánh răng trụ lắp cùng với trục, ổ	Để hở	Ổ trượt	0,93 ÷ 0,95
		Ổ lăn	0,95 - 0,96
	Có vỏ che, bôi trơn bằng mỡ	Ổ trượt	0,93 ÷ 0,95
		Ổ lăn	0,96 ÷ 0,98
	Trong hộp kín, có bể dầu	Ổ trượt	0,95 ÷ 0,97
		Ổ lăn	0,97 ÷ 0,98

Bảng 1.8. (tiếp)

Các bộ phận			η
Bộ truyền bánh răng nón	Để hở	Ổ trượt	0,92 ÷ 0,94
		Ổ lăn	0,93 ÷ 0,95
	Có vỏ che, bôi trơn bằng mỡ	Ổ trượt	0,92 ÷ 0,94
		Ổ lăn	0,94 ÷ 0,96
Bộ truyền trục vít		Với một mối ren	0,5 ÷ 0,75
		Với hai mối ren	0,75 ÷ 0,80
Khớp răng (có đầy dầu bôi trơn)			0,99
Cơ cấu nâng	Với bộ truyền bánh răng	Ổ trượt	0,75 ÷ 0,8
		Ổ lăn	0,8 ÷ 0,85
	Với bộ truyền trục vít		0,65 ÷ 0,70
Cơ cấu di chuyển trên ray	Với bộ truyền bánh răng	Ổ trượt	0,75 ÷ 0,85
		Ổ lăn	0,80 ÷ 0,90
	Với bộ truyền trục vít		0,65 ÷ 0,75
Cơ cấu quay	Với bộ truyền bánh răng	Ổ trượt	0,70 ÷ 0,80
		Ổ lăn	0,75 ÷ 0,85
	Với bộ truyền trục vít		0,50 ÷ 0,70

Bảng 1.9. Hệ số ma sát của ổ trượt

Vật liệu	Ma sát khô (không bôi trơn)	Ma sát nửa khô (bôi trơn không đầy đủ)	Ma sát nửa ướt (đảm bảo đủ bôi trơn)
Thép trên thép	0,15	0,10	0,06
Thép trên gang	0,12	0,08	0,05
Thép trên đồng thanh	0,10	0,07	0,04

Chương 2

HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG TRONG MÁY XÂY DỰNG

§2.1. KHÁI NIỆM VỀ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG TRONG MÁY XÂY DỰNG

Hệ thống dẫn động trong máy xây dựng bao gồm thiết bị động lực, hệ truyền động và hệ điều khiển để đưa các cơ cấu máy và thiết bị công tác vào hoạt động.

Thiết bị động lực có nhiệm vụ tạo ra cơ năng từ các nguồn năng lượng khác nhau. Các thiết bị của máy và cơ cấu máy thực hiện các chức năng này là động cơ điện, động cơ đốt trong, động cơ thủy lực, động cơ khí nén, tay quay, đòn bẩy, thiết bị phanh (cơ, điện, thủy lực).

Hệ truyền động có nhiệm vụ biến đổi cơ năng do thiết bị động lực tạo ra thành năng lượng truyền thích hợp, điều khiển và phân phối năng lượng truyền đó đến các cơ cấu và bộ phận công tác. Nó cho phép biến đổi tốc độ, lực và mômen, đôi khi biến đổi dạng và quy luật chuyển động. Sở dĩ phải dùng hệ truyền động làm khâu nối giữa thiết bị động lực và bộ phận công tác của máy là vì những lí do sau:

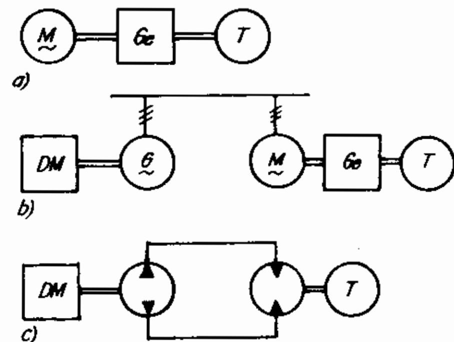
a) Cần phân phối năng lượng từ một động cơ đến nhiều cơ cấu và thiết bị công tác với khoảng cách và vị trí khác nhau trên máy.

b) Tạo cho các bộ phận công tác có dạng và quy luật chuyển động khác nhau (quay, tịnh tiến với tốc độ không đổi hoặc thay đổi theo một quy luật nào đó) trong khi động cơ thực hiện chuyển động quay đều. Trong máy xây dựng, để khắc phục lực cản công tác có giá trị lớn, hệ truyền động thường dùng để giảm tốc độ và đương nhiên lực truyền từ động cơ đến thiết bị công tác tăng lên.

Có ba dạng truyền động khác nhau: truyền động cơ khí (ví dụ các bộ truyền bánh răng, trục vít bánh vít, bộ truyền đai, xích, khớp nối v.v...), truyền động điện (máy phát, dây dẫn, động cơ) và truyền động thủy lực (bơm, đường ống dẫn, động cơ thủy lực).

Ví dụ hình 2.1 trình bày ba dạng truyền động cơ bản kể trên cho cơ cấu nâng. Mỗi loại có một đặc tính, một phạm vi ứng dụng riêng. Các chỉ tiêu để lựa chọn loại hệ truyền động là:

- Các thông số kĩ thuật như công suất, tốc độ, đặc tính điều khiển, đặc tính động lực học, khả năng quá tải, môi trường, khả năng tự động hóa.



Hình 2.1: *Sơ đồ hệ truyền động*
a) Cơ khí; b) Điện; c) Thủy lực; M – Động cơ điện; G_e – Hộp giảm tốc; T – Tang cuốn cáp; DM – Động cơ điêzen; G – Máy phát điện.

- Các chỉ tiêu về kinh tế như: khối lượng, giá thành, chi phí sản xuất, độ tin cậy, chi phí cho bảo dưỡng sửa chữa máy.

Truyền động cơ khí làm việc tin cậy, chắc chắn, có cấu tạo đơn giản, không có yêu cầu cao về chuyên môn trong vận hành, bảo dưỡng, sửa chữa song có nhược điểm là có khối lượng lớn, khó thực hiện việc phân phối năng lượng đến nơi xa động cơ dẫn động. Tuy vậy nó vẫn được sử dụng rộng rãi trên máy xây dựng.

Lĩnh vực áp dụng chủ yếu của truyền động điện và thủy lực là trên các máy được dẫn động bằng động cơ đốt trong. Do nhiều lần biến đổi năng lượng nên chi phí trong các dạng truyền động này tăng cao, hiệu suất truyền động chung giảm. Ưu điểm của các dạng truyền động này là dễ dàng thực hiện việc phân phối năng lượng đến mọi vị trí trên máy với kích thước và khối lượng nhỏ. Có khả năng điều khiển và điều chỉnh chính xác. Ngày nay truyền động điện và truyền động thủy lực ngày càng được ứng dụng rộng rãi.

Từ các dạng truyền động trên, có thể chia hệ thống dẫn động trên máy xây dựng theo ba dạng sau:

1. Dẫn động chung:

Trên máy có một động cơ thông qua hệ thống truyền động cơ khí như li hợp, hộp số, khớp nối, trục truyền, đai, xích v.v... truyền lực cho các cơ cấu công tác. Hệ thống dẫn động này có nhược điểm là khi động cơ hỏng thì tất cả máy phải ngừng hoạt động, hiệu suất truyền động của hệ thống thấp.

2. Dẫn động riêng:

Trên máy có nhiều động cơ cùng loại, thường là động cơ điện. Mỗi một động cơ giữ một chức năng công tác của máy. Cách bố trí này giảm được hệ truyền động giữa các cơ cấu. Các cơ cấu làm việc độc lập với nhau. Do phải dùng nhiều động cơ nên hệ số sử dụng công suất thiết bị không cao, chi phí lớn. Có thể sử dụng truyền động cơ khí hay thủy lực trong từng cơ cấu.

3. Dẫn động hỗn hợp:

Trên máy có nhiều loại động cơ khác nhau với các phương án bố trí như sau:

- Một động cơ chính (động cơ đốt trong) quay máy phát điện, cung cấp điện cho các động cơ riêng biệt của mỗi cơ cấu công tác (truyền động điện). Trong mỗi cơ cấu lại sử dụng truyền động cơ khí.

- Một động cơ điện xoay chiều quay máy phát điện một chiều cung cấp điện cho các động cơ một chiều của từng cơ cấu (truyền động điện).

- Một động cơ chính (điện, động cơ đốt trong) quay máy nén khí hoặc bơm thủy lực cung cấp năng lượng cho các động cơ hoặc xilanh khí nén hay thủy lực (truyền động khí nén hay thủy lực).

Để điều khiển sự hoạt động của các cơ cấu và toàn máy, thường sử dụng hệ điều khiển cơ khí, điện, điện tử, thủy lực, khí nén hoặc phối hợp giữa chúng với nhau. Điện

và điều khiển điện được sử dụng nhiều nhất. Khi dẫn động bằng động cơ đốt trong thì thường sử dụng điều khiển cơ khí và thủy lực. Hệ thống điều khiển trên máy xây dựng sẽ được đề cập kĩ trong chương 5 của cuốn sách này.

§2.2. THIẾT BỊ ĐỘNG LỰC TRÊN MÁY XÂY DỰNG

Thiết bị động lực của máy xây dựng thường là động cơ điện và động cơ đốt trong.

2.2.1. Động cơ điện

So với các loại động cơ khác, động cơ điện có ưu điểm là hiệu suất cao (tới 80%), gọn nhẹ, chịu vượt tải tương đối tốt, thay đổi chiều quay và khởi động nhanh, giá thành hạ, làm việc tin cậy, dễ tự động hóa, điều kiện vệ sinh công nghiệp tốt, ít gây ô nhiễm môi trường. Nhược điểm chính là khó thay đổi tốc độ quay, phải có nguồn và mạng lưới cung cấp điện.

a) Đặc điểm và các thông số chủ yếu của động cơ

Tương ứng với hai loại dòng điện một chiều và xoay chiều có hai nhóm chính của động cơ điện là động cơ một chiều và động cơ xoay chiều. Động cơ điện xoay chiều chia ra loại đồng bộ và không đồng bộ. Theo cấu tạo, động cơ không đồng bộ gồm có hai loại: rôto lồng sóc và rôto dây cuốn.

Động cơ điện một chiều chia ra ba loại: kích thích song song, kích thích nối tiếp và kích thích hỗn hợp.

Bảng 2.1 cho các thông số của các loại động cơ dùng chủ yếu trên máy xây dựng. So với động cơ điện một chiều khi cùng công suất thì động cơ điện xoay chiều có kích thước và trọng lượng nhỏ hơn, giá thành thấp, cấu tạo đơn giản và độ tin cậy cao hơn vì vậy nó được sử dụng rộng rãi. Ngược lại, động cơ điện một chiều có khả năng điều khiển cao hơn.

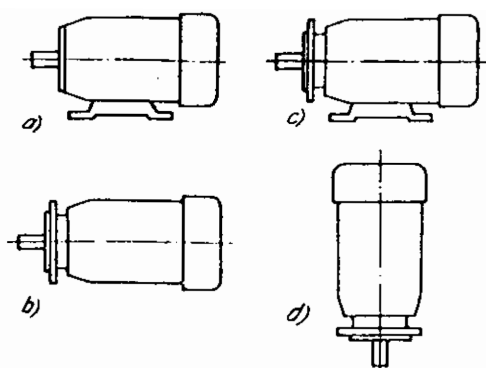
Để kinh tế, với động cơ có công suất càng cao thì điện áp sử dụng càng cao. Ví dụ động cơ có công suất đến 100kW sử dụng điện áp 380V, từ 100kW đến 500kW dùng điện áp 660V, từ 500kW đến 1000kW dùng điện áp 6kV, còn lớn hơn 1000kW dùng đến 10kV.

Để tiện lợi cho việc bố trí và cố định động cơ trên bệ máy, người ta chế tạo động cơ có dạng như ở hình 2.2. Động cơ điện thường có hai đầu trục, có vỏ bảo vệ che chắn nước và vật lạ lọt vào phía trong. Động cơ được làm mát bằng quạt lắp ở một đầu trục động cơ hoặc làm mát tự nhiên bằng cách thoát nhiệt qua vỏ (hình 2.3).

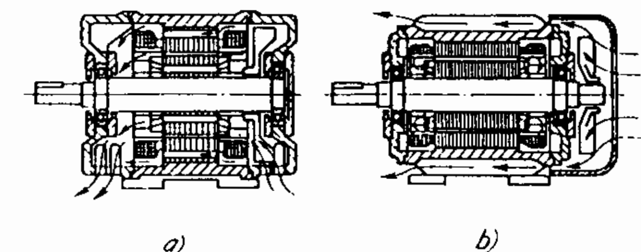
Động cơ điện xoay chiều đồng bộ có ưu điểm là hiệu suất và hệ số cosφ cao, tốc độ quay ổn định, hệ số quá tải lớn nhưng cấu tạo tương đối phức tạp, giá thành cao vì phải có thiết bị phụ khởi động động cơ nên thường chỉ dùng cho các máy có yêu cầu tốc độ quay không đổi.

Bảng 2.1. Các đại lượng đặc trưng của động cơ điện dùng trên máy nâng chuyển

Các đại lượng	Đơn vị	Động cơ điện một chiều kích thích song song	Động cơ điện một chiều kích thích nối tiếp	Động cơ điện xoay chiều	
				Với rôto lồng sóc	Với rôto dây cuốn
Sơ đồ nối dây					
Đường đặc tính tĩnh					
Phạm vi áp dụng		Cơ cấu có chuyển động với độ chính xác cao, đòi hỏi có khả năng điều chỉnh	Cơ cấu di chuyển	Cơ cấu dẫn động đơn giản với công suất nhỏ	Sử dụng phổ biến, không đòi hỏi khoảng điều chỉnh lớn và chính xác
Điện áp	kV	0,11 ÷ 0,60	0,22 ÷ 0,60	0,38 ÷ 10	0,38 ÷ 10
Công suất	kW	0,25 ÷ 630	1,6 ÷ 100	0,6 ÷ 1500 (2500)	0,12 ÷ 3000
Hiệu suất danh nghĩa	-	0,91 ÷ 0,96	0,75 ÷ 0,93	0,5 ÷ 0,97	0,7 ÷ 0,97
Tốc độ quay danh nghĩa	V/ph	500 ÷ 3000	500 ÷ 1500	500 ÷ 3000	500 ÷ 3000
Khả năng thay đổi tốc độ	-	1:2 đến 1:1000	1:2 đến 1:80	1:2 đến 1:10	1: 2 đến 1:10
Hệ số mômen mở máy ψ_m	-	1,5 ÷ 2,2	đến 2,5	1,2 ÷ 2,5	đến 3,5
Hệ số mômen cực đại ψ_{max}	-	1,6 ÷ 2,2	2,0 ÷ 2,5	1,6 ÷ 3,5	1,6 ÷ 3,5



***Hình 2.2:** Các phương án bố trí động cơ trên bệ máy*
a) Cố định động cơ bằng chân đế; b) Cố định động cơ bằng mặt bích (động cơ đặt ngang); c) Cố định bằng cả chân đế và mặt bích; d) Cố định động cơ bằng mặt bích, động cơ đặt đứng.



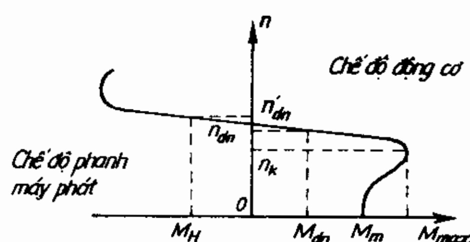
***Hình 2.3:** Động cơ tự làm mát*
a) Làm mát tự nhiên.
b) Làm mát bằng quạt;

Động cơ điện xoay chiều không đồng bộ có cấu tạo đơn giản, giá thành rẻ được sử dụng rộng rãi trên các máy mà ở đó không đòi hỏi phải điều chỉnh tốc độ một cách chính xác. Các động cơ chuyên dùng (chủ yếu trên máy nâng, máy xúc) có khả năng quá tải cao, mômen mở máy lớn, làm việc đảm bảo trong điều kiện đóng mở máy liên tục.

Trong quá trình khởi động, mômen của động cơ lồng sóc thay đổi giá trị từ mômen mở máy M_m đến giá trị mômen danh nghĩa M_{dn} (hình 2.4). Để xác định thời gian khởi động trong trường hợp này người ta dùng mô men mở máy trung bình có giá trị.

$$M_{tb} \approx (0,7 \div 0,8)\ M_{max}\ .$$

Do điện thế của lưới dao động nhiều và có thể giảm còn 85% giá trị danh nghĩa, mà mômen động cơ không đồng bộ lại tỉ lệ với bình phương điện thế, nên để cơ cấu có thể hoạt động bình thường với động cơ lồng sóc, mômen cản của cơ cấu trên trục động cơ khi mở máy không được vượt quá $0,85^2 M_m$.



***Hình 2.4:** Đặc tính cơ của động cơ lồng sóc*

Trên cơ cấu nâng khi hạ vật, động cơ làm việc ở chế độ phanh máy phát, trên hình 2.4 ta thấy trong khoảng làm việc từ n_{dn} đến n'_{dn}, tốc độ động cơ gần như không phụ thuộc tải. Vì vậy tốc độ hạ vật với động cơ lồng sóc chỉ lớn hơn tốc độ nâng 6 ÷ 8%.

Để thay đổi tốc độ động cơ lồng sóc có thể thay đổi tần số lưới điện, thay đổi điện áp, thay đổi số đôi cực v.v...

- Điều chỉnh tốc độ bằng thay đổi tần số lưới điện: do giá thành thiết bị cao nên hiện chỉ áp dụng ở động cơ có công suất < 20kW. Khoảng điều chỉnh tốc độ đạt 1÷ 0,1 (0,025) (hình 2.5a).

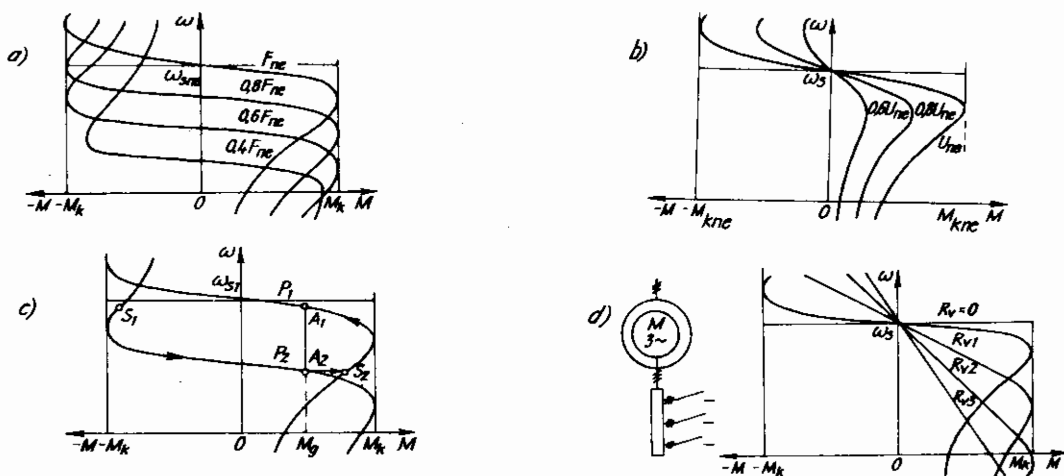
- Thay đổi tốc độ bằng cách giảm điện áp vào cuộn dây kích thích: Tốc độ đồng bộ ω_s và hệ số trượt s không đổi, mômen mở máy và mômen max giảm (hình 2.5b). Do tổn thất nhiệt cao nên phương pháp điều khiển này không được sử dụng ở máy có công suất lớn (thực tế nó chỉ được áp dụng ở trường hợp thay đổi cách đấu sao và tam giác).

- Điều chỉnh tốc độ bằng cách thay đổi số đôi cực (hình 2.5c) có thể cho 2 đến 4 cấp tốc độ (thường gặp động cơ có 2 cấp tốc độ). Ngoài tốc độ bình thường, động cơ còn có thêm tốc độ chậm có giá trị bằng 1/2, 1/3 hoặc 1/4 tốc độ kia.

Để đưa động cơ lồng sóc vào trạng thái làm việc, người ta nối trực tiếp động cơ với lưới điện. Trong trường hợp này dòng điện mở máy lớn, gây sụt áp. Để giảm dòng mở máy và mômen mở máy, đầu tiên người ta đưa điện vào cuộn dây kích thích với điện áp nhỏ (đấu sao), sau khi động cơ đạt được tốc độ cao thì chuyển sang điện áp lớn (đấu tam giác). Khi ấy mômen lớn nhất sẽ giảm còn 1/3 so với giá trị định mức (hình 2.6a).

Động cơ không đồng bộ kiểu dây cuốn có mạch phần ứng được nối ngắn mạch với nhau ngay sau cổ góp hoặc qua điện trở ngoài. Đường đặc tính của loại động cơ này có thể thay đổi trong khoảng rộng và dễ thích hợp với yêu cầu làm việc. Giá thành động cơ này thường lớn hơn 1/3 lần động cơ lồng sóc cùng loại.

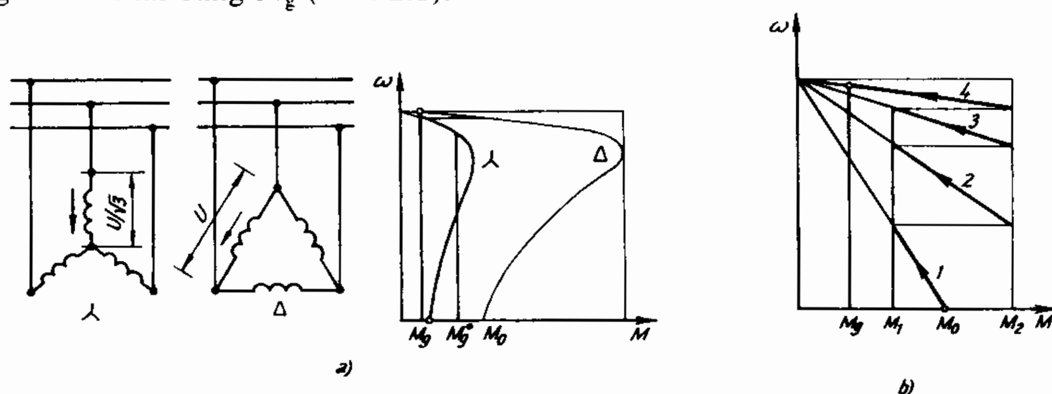
Giống như động cơ lồng sóc, động cơ dây cuốn có thể điều khiển bằng cách thay đổi tần số lưới điện, điện áp cuộn dây kích thích. Ngoài ra còn cho phép việc thực hiện điều chỉnh tốc độ bằng cách thay đổi điện trở trong mạch phần ứng. Càng tăng điện trở trong mạch phần ứng, với cùng mômen thì tốc độ động cơ càng giảm (hình 2.5d). Thay đổi tốc độ bằng cách dùng điện trở phụ nối vào mạch phần ứng như trên sẽ gây



***Hình 2.5:** Đặc tính cơ của động cơ xoay chiều*

a) Điều khiển tốc độ bằng thay đổi tần số; b) Điều khiển tốc độ bằng thay đổi điện áp; c) Điều khiển tốc độ bằng thay đổi số đôi cực; d) Điều khiển tốc độ bằng cách thay đổi điện trở phụ ở động cơ dây cuốn.

tổn thất nhiệt trên điện trở phụ rất lớn, ngoài ra động cơ làm việc bị nóng. Cũng bằng cách này có thể khởi động động cơ dây cuốn một cách êm hơn so với khi dùng động cơ lồng sóc, dòng mở máy thấp hơn. Việc thay đổi điện trở (chuyển từ đường đặc tính này sang đường đặc tính khác) được tiến hành bằng tay hoặc tự động. Động cơ được khởi động đầu tiên theo đường đặc tính 1 (hình 2.6b) với mô men ban đầu $M_2 \approx (1,8 \div 2,0)\ M_{dn}$. Sau khi đạt tốc độ n_1 tương ứng với mômen $M_1 \approx 1,2\ M_{dn}$, động cơ được chuyển sang đường đặc tính 2. Trên đường đặc tính 2 động cơ đạt tốc độ n_2 và trên đường đặc tính 3 động cơ đạt tốc độ n_3. Thời điểm chuyển là lúc giá trị mômen giảm đến khoảng bằng M_1. Ở tốc độ n_3, tất cả các điện trở khởi động sẽ được cắt khỏi mạch rôto, động cơ sẽ hoạt động theo đường đặc tính tự nhiên 4, đạt tốc độ n_g tương ứng mômen tải bằng M_g (hình 2.6).



Hình 2.6: Các đường đặc tính mở máy của động cơ dây cuốn và lồng sóc.
a) Mở máy động cơ lồng sóc bằng cách thay đổi điện áp
b) Mở máy động cơ dây cuốn bằng cách thay đổi điện trở phụ

Như vậy mômen mở máy trung bình của động cơ dây cuốn trong trường hợp này có giá trị:

$$M_{tb} = \frac{1}{2}\ (M_1 + M_2).$$

Động cơ dây cuốn được dùng phổ biến nhất trên cần trục và máy xúc.

Động cơ điện một chiều được sử dụng trên các cơ cấu đòi hỏi cao về điều khiển tốc độ để đảm bảo chuyển động một cách chính xác. Điện áp của các loại động cơ này thường dùng là 24, 220 (240), 600 và 1200V. Đặc tính của động cơ phụ thuộc vào cách mắc cuộn dây kích thích.

Động cơ một chiều kích thích song song có cuộn kích thích đấu song song với mạch phần ứng. Từ trường kích thích được tạo ra là hằng số và tốc độ của động cơ gần như không phụ thuộc vào dòng của mạch phần ứng cũng như vào tải (xem hình bảng 2.1). Loại động cơ này thường dùng để dẫn động cơ cấu di chuyển và cơ cấu quay cũng như ở cơ cấu nâng có yêu cầu đảm bảo tốc độ tương đối ổn định.

Động cơ kích thích nối tiếp có cuộn dây kích thích và phần ứng được đấu nối tiếp với nhau. Đường đặc tính (bảng 2.1) cho thấy tốc độ động cơ thay đổi nhiều khi tải

thay đổi. Với tải nhỏ, động cơ có tốc độ cao, do đó tăng được năng suất làm việc của máy.

Động cơ kích thích hỗn hợp có đặc tính trung gian giữa kích thích nối tiếp và song song. Nó được sử dụng trong các trường hợp có yêu cầu mômen khởi động lớn và đặc tính mềm mà ở đó không thể dùng động cơ kích thích nối tiếp. Ví dụ những máy khi làm việc có lúc mômen tải có thể gần bằng không, khi này ở động cơ kích thích nối tiếp, tốc độ động cơ tăng vọt gấp 3 ÷ 3,5 lần giá trị danh nghĩa.

Để điều khiển động cơ, người ta thường dùng các phương pháp điều khiển bằng điện áp và bằng điện trở.

Điều khiển bằng điện áp của phần ứng bằng một thiết bị thích hợp, ví dụ như máy phát một chiều hoặc Thyristor. Khoảng điều khiển có thể đạt lớn nhất là 1: 0,02, thực tế chỉ sử dụng 1: 0,5 do khả năng thoát nhiệt ở động cơ tự làm mát sẽ giảm nhiều khi tốc độ quá thấp.

Điều khiển bằng điện trở bằng cách đưa điện trở phụ vào mạch phần ứng sẽ làm điện áp giảm. Do điện trở phụ làm tăng mức độ sụt áp nên điện áp phần ứng và cường độ dòng điện phụ thuộc nhiều vào tải. Đường đặc tính mềm hơn. Hiệu suất giảm đáng kể. Ở điện trở phụ có tổn thất nhiệt lớn.

b) Chọn động cơ điện

Loại động cơ, cấu tạo, cấp bảo vệ v.v... được chọn thích hợp theo điều kiện làm việc thực tế. Động cơ phải đảm bảo mômen quay lớn nhất đủ để khởi động cơ cấu với gia tốc cho trước. Động cơ không bị nóng quá giới hạn cho phép ở điều kiện làm việc xấu nhất. Công suất động cơ không được chọn quá lớn sẽ gây ra gia tốc mở máy lớn và không kinh tế.

Phần lớn động cơ được chế tạo theo hai chế độ làm việc sau: làm việc dài hạn và làm việc ngắn hạn lặp lại. Thông số cơ bản đặc trưng cho chế độ làm việc ngắn hạn lặp lại là cường độ chạy động cơ CĐ%. Các giá trị tiêu chuẩn của CĐ% quy định là 15, 25, 40, 60. Thời gian chu kì làm việc của động cơ không quá 10 phút.

Với cơ cấu làm việc ở chế độ dài hạn có mômen cản tĩnh M_t là một hằng số (hình 2.7a) ta phải chọn động cơ theo điều kiện:

$$N_{đc} \geq N_t \quad ; \tag{2.1}$$

Trong đó công suất cản tĩnh:

$$N_t = \frac{M_t \cdot n_{đc}}{9550} \text{ (KW)} . \tag{2.2}$$

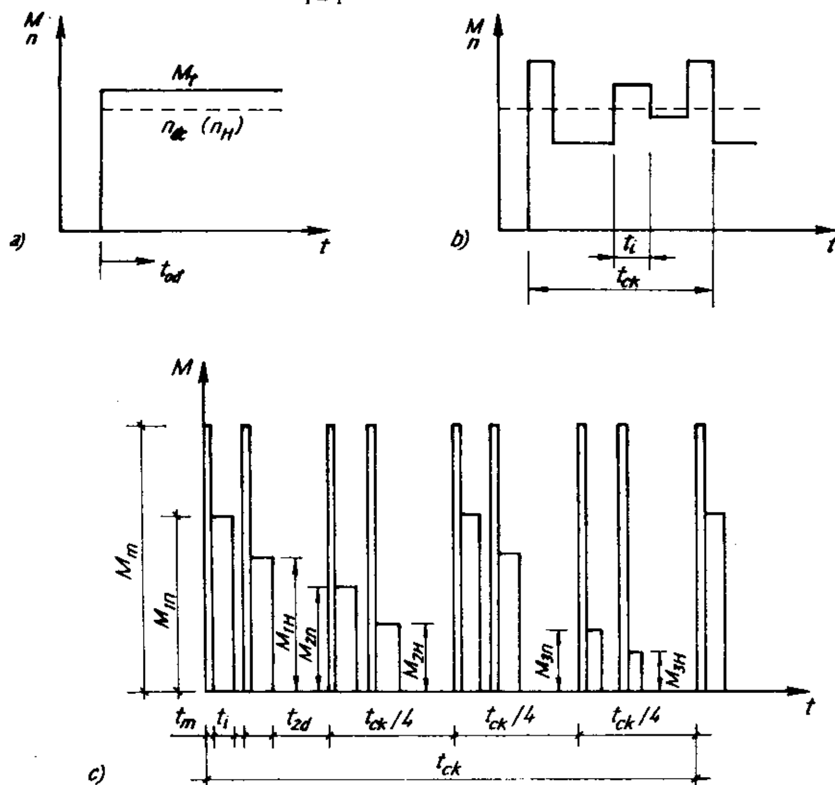
Trong công thức (2.2), M_t tính bằng Nm, $n_{đc}$ tính bằng v/ph. Khi tải trọng thay đổi theo chu kì (hình 2.7b) và trong một chu kì làm việc của cơ cấu, mức độ chất tải có thể khác nhau thì mức độ tiêu hao năng lượng ứng với mỗi mức tải M_i trong khoảng thời gian t_i sẽ khác nhau và gây phát nhiệt khác nhau cho động cơ. Do vậy khi tính chọn động cơ làm việc ở chế độ dài hạn có mức tải thay đổi theo chu kì, người ta thường

sử dụng thông số mômen tương đương có giá trị không đổi trong suốt chu kì làm việc và tương đương với chế độ gia tải thực tế về mặt tiêu hao năng lượng và phát nhiệt động cơ.

Mômen tương đương trong trường hợp thời gian chu kì nhỏ hơn thời gian chu kì cho phép:

$$M_{td} = \sqrt{\frac{1}{t_{ck}} \sum_{i=1}^{K} M_i^2 . t_i} \; ; \qquad (2.3)$$

với : $$t_{ck} = \sum_{i=1}^{K} t_i \leq 10 \text{ phút.}$$



***Hình 2.7:** Biểu đồ chất tải động cơ dùng trên máy nâng chuyển*
a) Chế độ dài hạn, tải không đổi; b) Chế độ dài hạn, tải thay đổi theo chu kì;
c) Ngắn hạn lặp lại, tải thay đổi trong một chu kì.
M_m – mômen tải trong thời kì mở máy động cơ; M_{ni} – mômen tải trong thời kì chuyển động ổn định khi nâng vật; M_{Hi} – mômen tải trong thời kì chuyển động ổn định khi hạ vật.

Động cơ được chọn theo công suất tương đương:

$$N_{td} = \frac{M_{td} . n_{dc}}{9550} \; ; \quad kW \qquad (2.4)$$

Cuối cùng cần kiểm tra khả năng quá tải của động cơ theo công thức:

$$\max M \leq (0{,}8 \div 0{,}85)\psi_{max}.M_{dn} \; ; \qquad (2.5)$$

Trong đó:

maxM - mômen tải lớn nhất tác động lên đầu trục động cơ, thường được xác định ứng với mức tải lớn nhất;

ψ_{max}- hệ số mômen cực đại.

Khi cơ cấu làm việc ở chế độ ngắn hạn lặp lại, các bước chọn động cơ được tiến hành như sau:

1) Chọn động cơ căn cứ vào công suất cản tĩnh và chế độ làm việc của cơ cấu, cụ thể là cường độ sử dụng thực tế CĐ%. Người ta thường chọn động cơ có công suất danh nghĩa lớn hơn hoặc bằng công suất cản tĩnh yêu cầu. Riêng đối với cơ cấu nâng, do tải thay đổi ít khi đạt tải định mức, nên có thể chọn xấp xỉ nhỏ hơn.

Đối với cơ cấu nâng vật và nâng cần, công suất yêu cầu được xác định theo công thức (2.2) và (2.4). Ở cơ cấu di chuyển và cơ cấu quay, do thành phần mômen cản động có giá trị khá lớn nên công suất động cơ dẫn động được tính theo mômen cản tĩnh và động:

$$N = \frac{(M_t + M_d) \cdot n_{dc}}{9550 \cdot (0{,}6 \div 0{,}7) \cdot \psi_{max}} \quad ; \quad (kW); \qquad (2.6)$$

Trong đó : M_d - mômen cản động trên trục động cơ trong thời kì mở máy.

Khi cường độ CĐ% của động cơ được chọn khác với CĐ% thực tế, có thể xác định công suất thực tế quy đổi về CĐ% của động cơ như sau:

$$N_{CĐ} = N_x \cdot \sqrt{\frac{CĐ_x}{CĐ}} \quad ; \qquad (2.7)$$

Trong đó :

$N_{CĐ}$ - công suất quy đổi về cường độ CĐ của động cơ;

N_x - công suất thực tế ứng với cường độ thực tế $CĐ_x$.

2) Kiểm tra động cơ sau khi chọn sơ bộ

- Kiểm tra quá tải theo công thức (2.5).

- Kiểm tra thời gian mở máy (hoặc gia tốc mở máy). Thời gian mở máy được xác định với giả thiết là gia tốc mở máy là hằng số, trị số lực cản tĩnh không thay đổi trong thời gian mở máy và mômen mở máy lấy giá trị trung bình. Các công thức tính toán và phương pháp kiểm tra động cơ về mômen mở máy, nhằm đảm bảo gia tốc khởi động trong giới hạn cho phép trình bày trong chương 4.

- Kiểm tra theo điều kiện phát nhiệt của động cơ.

Bước kiểm tra này chỉ áp dụng cho các cơ cấu làm việc với mức tải thay đổi và công suất động cơ khi chọn sơ bộ ở bước 1 xấp xỉ nhỏ hơn công suất yêu cầu.

Mômen tương đương(còn gọi là mômen trung bình bình phương), được xác định theo công thức:

$$M_{td} = \sqrt{\frac{M_m^2 \cdot \Sigma t_m + \Sigma M_i^2 \cdot t_i}{\beta \Sigma t_m + \Sigma t_i + \beta_o \Sigma t_d}} \; ; \qquad (2.8)$$

Trong đó :

β - hệ số kể đến sự suy giảm điều kiện làm mát khi mở máy và phanh; $\beta = \frac{\beta_o + 1}{2}$

β_o - hệ số kể đến ảnh hưởng của điều kiện làm mát: $\beta_o = 0,25 \div 0,35$ với động cơ để hở và động cơ có bộ phận bảo vệ với quạt gió trên trục; $\beta_o = 0,3 \div 0,55$ với động cơ để kín có gân thoát nhiệt, thổi gió từ ngoài; $\beta_o = 0,7 \div 0,98$ với động cơ để kín;

M_m - mômen mở máy trung bình của động cơ;

Σt_m - tổng thời gian mở máy cơ cấu với các mức tải khác nhau;

Σt_d - tổng thời gian dừng máy;

M_i, t_i - các mức mômen cản tĩnh và thời gian chuyển động ổn định với các tải này.

Trong phép tính này, cũng như trong tính toán quá trình mở máy cơ cấu nói chung, mômen mở máy trung bình được lấy theo (2.9):

$$M_m = \psi_{tb} . M_{dn} \; ; \qquad (2.9)$$

Trong đó:

ψ_{tb} - hệ số quá tải mở máy trung bình;

M_{dn} - mômen danh nghĩa của động cơ.

Cũng có thể dùng các giá trị mômen mở máy trung bình M_m cho trong bảng (2.2)

Bảng 2.2. Mômen mở máy trung bình của động cơ

Loại động cơ điện	M_m
Động cơ ba pha dây cuốn	$(1,5 \div 1,6)\ M_{dn}$
Động cơ ba pha lồng sóc	$(0,7 \div 0,8)\ M_{max}$
Động cơ một chiều kích thích song song	$(1,7 \div 1,8)\ M_{dn}$
Động cơ một chiều kích thích nối tiếp	$(1,8 \div 2,0)\ M_{dn}$
Động cơ một chiều kích thích hỗn hợp	$(1,8 \div 1,9)\ M_{dn}$

Công suất tương đương (công suất trung bình bình phương) trong thời gian một chu kì, có tính cả thời gian mở máy được tính theo công thức (2.4). Công suất tương đương ứng với cường độ tiêu chuẩn được tính theo (2.7) phải đảm bảo nhỏ hơn hoặc bằng công suất động cơ đã chọn sơ bộ ở bước 1.

2.2.2. Động cơ đốt trong

Động cơ đốt trong có nhiệm vụ chuyển năng lượng nhiệt nhờ đốt cháy nhiên liệu sang cơ năng. Nó hoạt động không phụ thuộc vào nguồn cung cấp năng lượng từ bên

ngoài nên là nguồn động lực chủ yếu cho các loại máy hoạt động ở những nơi xa lưới điện, có yêu cầu di động cao và phạm vi hoạt động lớn. Ví dụ: cần trục tự hành, máy xúc, máy ủi, máy cạp, máy khoan... Động cơ đốt trong bao gồm hai loại: động cơ điêzen và động cơ xăng. Sự khác biệt giữa hai loại động cơ này là tỉ số nén ε, cách thức hoà trộn hỗn hợp khí nhiên liệu và cách thức đánh lửa. Các thông số cơ bản của động cơ đốt trong được cho trên bảng 2.3.

Bảng 2.3. Các thông số cơ bản của động cơ đốt trong

Thông số	Đơn vị	Động cơ xăng	Động cơ điêzen
Động cơ			
- Hệ số nén	-	6 ÷ 11	(12) 16 ÷ 24
- Tốc độ quay trục khuỷu	v/ph	3500 ÷ 8000	1200 ÷ 5000
- Tốc độ quay khi khởi động	v/ph	40 ÷ 80	(60) 100 ÷ 200
- Hiệu suất	-	0,18 ÷ 0,33	0,35 ÷ 0,45
- Mức tiêu hao nhiên liệu	g/kW.h	315 ÷ 550	210 ÷ 285
- Nhiệt độ khí xả	^oC	800	550
- Tỉ số công suất và khối lượng máy	kg/kW	1,3 ÷ 6,0	3,5 ÷ 11
Nhiên liệu			
- Vùng nhiệt độ sôi	^oC	40 ÷ 200	170 ÷ 350
- Khối lượng riêng	g/cm^3	0,72 ÷ 0,74	0,82 ÷ 0,84
- Nhiệt độ đông đặc	^oC	- 30 ÷ - 50	- 10 ÷ - 30
- Chỉ số Octan (ROZ)		89 ÷ 98	
- Chỉ số Cetan (CaZ)			45 ÷ 60

Qua bảng chúng ta thấy động cơ điêzen làm việc bằng nhiên liệu rẻ hơn, lượng tiêu hao nhiên liệu ít hơn so với động cơ xăng nên được dùng nhiều hơn mặc dù nặng và giá thành cao hơn. Lĩnh vực áp dụng chủ yếu của động cơ điêzen là ở các máy có công suất cao và hệ số sử dụng trong năm cao.

So với động cơ điện thì động cơ đốt trong có một số ưu điểm như khối lượng không lớn, phạm vi điều chỉnh tốc độ khá rộng (2 ÷ 2,5 lần), không phụ thuộc vào việc cấp năng lượng từ bên ngoài. Nhược điểm là không thể đảo chiều quay trực tiếp, không có khả năng quá tải nên không thể khởi động động cơ khi có tải.

Động cơ đốt trong còn đòi hỏi cao về chất lượng nhiên liệu và chi phí kĩ thuật cao cho quá trình vận hành.

Để chọn động cơ đốt trong cho máy cần căn cứ vào dạng kết cấu, cách làm mát và công suất của động cơ. Nếu tại một chỗ mà sử dụng nhiều máy cùng làm việc thì nên thống nhất chọn một loại động cơ để giảm chi phí vận hành máy. Các động cơ đốt trong có công suất đến 250kW thường được chế tạo từ 4 đến 12 xilanh, làm mát bằng nước, một số có thể làm mát bằng không khí. Công suất danh nghĩa của động cơ được xác định từ công suất cần thiết để dẫn động các cơ cấu trên máy và hiệu suất của hệ thống truyền động. Khi này cần phải khẳng định sự làm việc phối hợp giữa các cơ cấu

của máy (làm việc đồng thời giữa 2 đến 3 cơ cấu một lúc) dẫn đến công suất tiêu hao sẽ lớn hơn so với từng cơ cấu làm việc riêng lẻ. Để đảm bảo khả năng làm việc khi mòn, chỉ nên tính với số vòng quay bằng 0,7 ÷ 0,8, mômen và công suất bằng 0,65 ÷ 0,75 giá trị lớn nhất của động cơ đã cho theo đường đặc tính của nó. Khi chọn động cơ cũng cần chú ý sao cho phù hợp với điều kiện làm việc thực tế như điều kiện môi trường (nhiệt độ, độ ẩm, khả năng nạp khí, khả năng thoát khí thải), khả năng bố trí động cơ trên máy. Cần thiết kế hệ thống sàn đỡ động cơ phù hợp, tránh rung động khi động cơ làm việc. Có thể dùng các đệm đàn hồi bằng cao su. Để tránh gây cộng hưởng ở động cơ có tốc độ cao, tần số dao động riêng của cả hệ thống phải nhỏ hơn 1/2 tần số kích thích. Các động cơ có tốc độ thấp thì tần số dao động của hệ thống có thể cao hơn tần số kích thích.

Sau khi chọn động cơ, cần thiết chọn và thiết kế hệ thống điều khiển, các thiết bị phụ như bộ lọc, thiết bị thông khói xả, đường làm mát v.v...

Trong các máy dẫn động bằng động cơ đốt trong, bộ phận truyền động cơ khí thường khá phức tạp vì phải có đủ các bộ li hợp, đảo chiều quay và truyền động đến từng cơ cấu của máy. Để tránh tắt máy khi quá tải và cải thiện đường đặc tính động cơ, trục động cơ được nối với cơ cấu truyền động thông qua khớp nối thủy lực hoặc biến tốc thủy lực. Nhờ bộ biến tốc thủy lực có thể điều chỉnh vô cấp tốc độ quay, bảo vệ được động cơ khi quá tải và giảm được tải trọng động cho cơ cấu.

§2.3. CÁC HỆ TRUYỀN ĐỘNG ĐẶC TRƯNG TRONG MÁY XÂY DỰNG

2.3.1. Hệ truyền động cơ khí

Truyền động cơ khí thường gặp trong máy xây dựng được chia ra làm hai loại:
- Truyền động ma sát trực tiếp giữa các bánh ma sát hoặc gián tiếp nhờ đai truyền.
- Truyền động ăn khớp trực tiếp (bánh răng, bánh vít) hoặc gián tiếp (xích).

Hệ truyền động cơ khí trong máy xây dựng là một hệ thống bao gồm các cặp truyền động cơ khí cùng loại hoặc khác loại được sắp xếp nối tiếp hoặc song song với nhau nhằm mục đích chủ yếu là biến đổi tốc độ và mômen quay (hộp giảm tốc, hộp số), phân phối năng lượng truyền (hộp trích công suất) hoặc đảo chiều quay, thay đổi dạng chuyển động (quay sang tịnh tiến hoặc ngược lại). Truyền động bánh răng và trục vít bánh vít được sử dụng nhiều và thường sử dụng nhiều cấp truyền. Phần lớn các hệ truyền động này được bao kín và bôi trơn tốt. Một số được tiêu chuẩn hóa và chế tạo hàng loạt nhằm mục đích hạ giá thành, nâng cao chất lượng và đặc biệt tiện lợi trong sử dụng. Phần dưới đây chủ yếu giới thiệu các hệ truyền động bánh răng, trục vít bánh vít và hệ truyền động hành tinh dùng trên máy xây dựng với mục đích giảm tốc độ và tăng mômen quay, chúng được gọi là hộp giảm tốc.

a) Hộp giảm tốc bánh răng thường và trục vít bánh vít

Trong hộp giảm tốc thường sử dụng một trong ba dạng truyền động ăn khớp sau để tạo thành một cấp truyền động:

- Cặp truyền động bánh răng trụ ăn khớp trong, ăn khớp ngoài, răng thẳng hoặc răng nghiêng (hình 2.8a);

- Truyền động bánh răng côn có răng thẳng và răng cong, cá biệt có răng nghiêng (hình 2.8b);

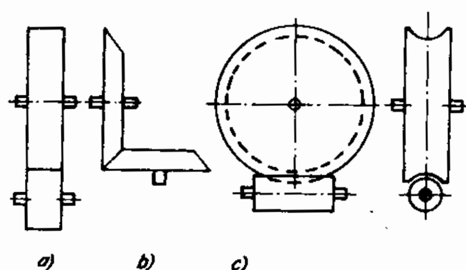
- Truyền động trục vít bánh vít với một bánh hình trụ và bánh còn lại có dạng lõm (cũng có thể cả hai đều có dạng lõm). Hình 2.8c là sơ đồ bộ truyền trục vít bánh vít với trục vít hình trụ.

Bảng 2.4 cho các đặc điểm của các cặp truyền động nói trên

Bảng 2.4. Đặc điểm làm việc của các bộ truyền ăn khớp trực tiếp

Loại bộ truyền	Vị trí trục	Tốc độ vòng lớn nhất m/s	Hiệu suất của một cặp truyền	Tỉ số truyền của một cặp truyền
Bánh răng trụ	Song song trong một mặt phẳng	50	0,93 ÷ 0,99	1 ÷ 8
Bánh răng côn	Cắt nhau trong một mặt phẳng	40	0,9 ÷ 0,98	1 ÷ 5
Bánh vít trục vít	Chéo nhau	25	0,5 ÷ 0,96	5 ÷ 50

Sự khác nhau giữa các hộp giảm tốc cùng loại được phân biệt bởi số cấp truyền, sơ đồ bố trí trục và độ lớn. Các thông số cơ bản của hộp giảm tốc là tỉ số truyền i, công suất truyền N và mômen xoắn M_x. Khi cần tỉ số truyền nhỏ ($i < 8 \div 10$) thường dùng hộp giảm tốc một cấp để giảm kích thước bao. Tuy nhiên hộp giảm tốc hai cấp với $i = 8 \div 50$ và hộp giảm tốc trục vít bánh vít được sử dụng rộng rãi hơn. Khi cần tỉ số truyền lớn sử dụng hộp giảm tốc ba cấp. Bảng 2.5 cho một số đại lượng chính của các loại hộp giảm tốc.



Hình 2.8: Các dạng bộ truyền ăn khớp
a) Bộ truyền bánh răng trụ;
b) Bộ truyền bánh răng nón;
c) Bộ truyền trục vít bánh vít.

Bảng 2.5. Các đại lượng đặc trưng của hộp giảm tốc

Loại hộp giảm tốc	Công suất truyền lớn nhất kW	Tỉ số truyền	Tỉ số giữa khối lượng và công suất kg/kW
- Hộp giảm tốc bánh răng trụ	3000	1 ÷ 800	1,8 ÷ 0,4
- Hộp giảm tốc bánh răng hành tinh	2000	3 ÷ 13	1,0 ÷ 0,2
- Hộp giảm tốc bánh răng nón	500	1 ÷ 5	2,5 ÷ 0,6
- Hộp giảm tốc bánh răng nón - bánh răng trụ	500	5 ÷ 700	2,0 ÷ 0,5
- Hộp giảm tốc trục vít - bánh vít	120	5 ÷ 50	4,5 ÷ 0,2
- Hộp giảm tốc trục vít bánh vít - bánh răng trụ	100	4 ÷ 280	10,0 ÷ 4,0

Hộp giảm tốc bánh răng trụ có cấu tạo rất đơn giản, có tỉ số truyền cao và ít bị mài mòn. Các cấp truyền được sắp xếp nối tiếp nhau trong không gian theo kiểu nằm ngang (hình 2.9), kiểu thẳng đứng (hình 2.10) hoặc nghiêng.

Hộp giảm tốc bánh răng côn bánh răng trụ có bánh dẫn hình côn bắt buộc phải bố trí kiểu trục công xôn nên khả năng quá tải thấp và khi làm việc gây ồn.

Hộp giảm tốc bánh vít trục vít được cấu tạo từ một cấp truyền động có tỉ số truyền lớn. Nó làm việc êm nhưng hiệu suất thấp. Khi tỉ số truyền lớn có thể xảy ra hiện tượng tự hãm. Trường hợp này nên bố trí kết hợp truyền động trục vít bánh vít và truyền động bánh răng trụ.

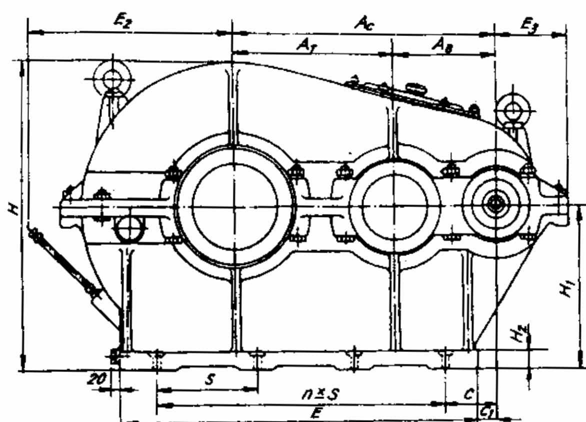
Trong thiết kế, việc chọn loại và sơ đồ nào của hộp giảm tốc để sử dụng trước hết phải xuất phát từ điều kiện làm việc và yêu cầu cụ thể của từng cơ cấu máy, sự thuận tiện trong việc bố trí các thiết bị của hệ thống dẫn động, đồng thời căn cứ vào đặc điểm kết cấu cũng như ưu nhược điểm của từng loại, đặc biệt là các thông số cơ bản của hộp giảm tốc như tỉ số truyền i, công suất truyền N và mômen xoắn M_x.

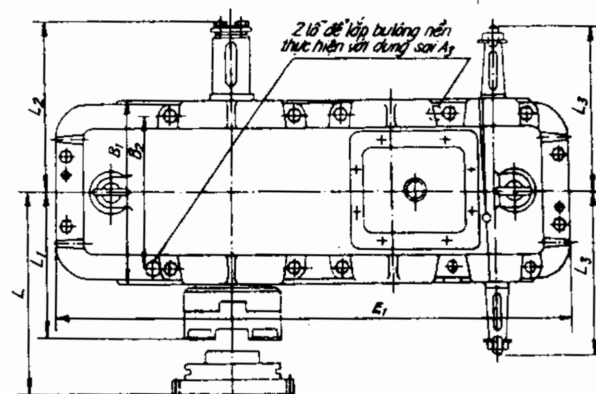
Các hộp giảm tốc tiêu chuẩn hiện nay được dùng nhiều trên máy xây dựng ở nước ta gồm có:

- Hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp, ba cấp đặt nằm theo tiêu chuẩn của Liên Xô cũ hoặc do Trung Quốc, Việt Nam chế tạo theo tiêu chuẩn tương đương hai loại trên. Hộp giảm tốc dạng này phổ biến là hai cấp truyền với tỉ số truyền từ 8 đến 50, công suất trên trục quay nhanh (trục vào) đến 170 kW với các khoảng cách trục vào và trục ra theo các dãy số 250, 300, 350, 400, 500, 650 và 750 (hình 2.9).

- Hộp giảm tốc bánh răng trụ đặt đứng thường được dùng cho các cơ cấu di chuyển trên ray của cầu trục, cổng trục với tỉ số truyền từ 10 đến 125 và công suất cho phép trên trục quay nhanh đến 26 kW. Khoảng cách giữa trục vào và trục ra theo dãy số 280, 320, 420, 480, 500, 630 (hình 2.10).

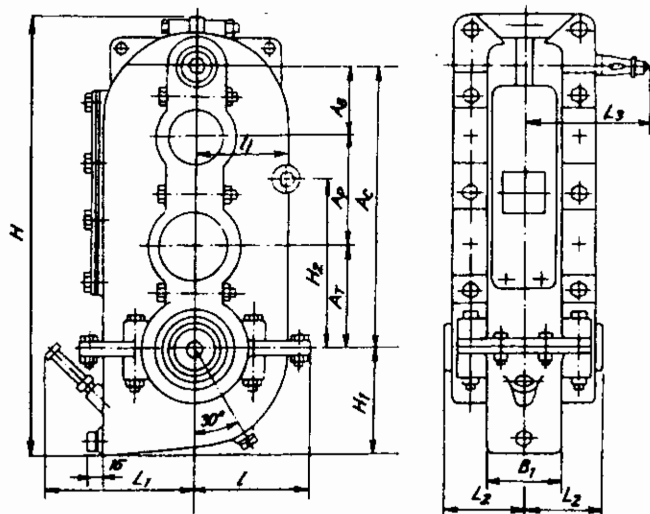
Loại hộp giảm tốc đặt đứng có kết cấu lớn hơn với khoảng cách trục theo dãy số 350, 400, 475, 550, 600, 750, 1000.





Hình 2.9: Hộp giảm tốc kiểu bánh răng trụ hai cấp

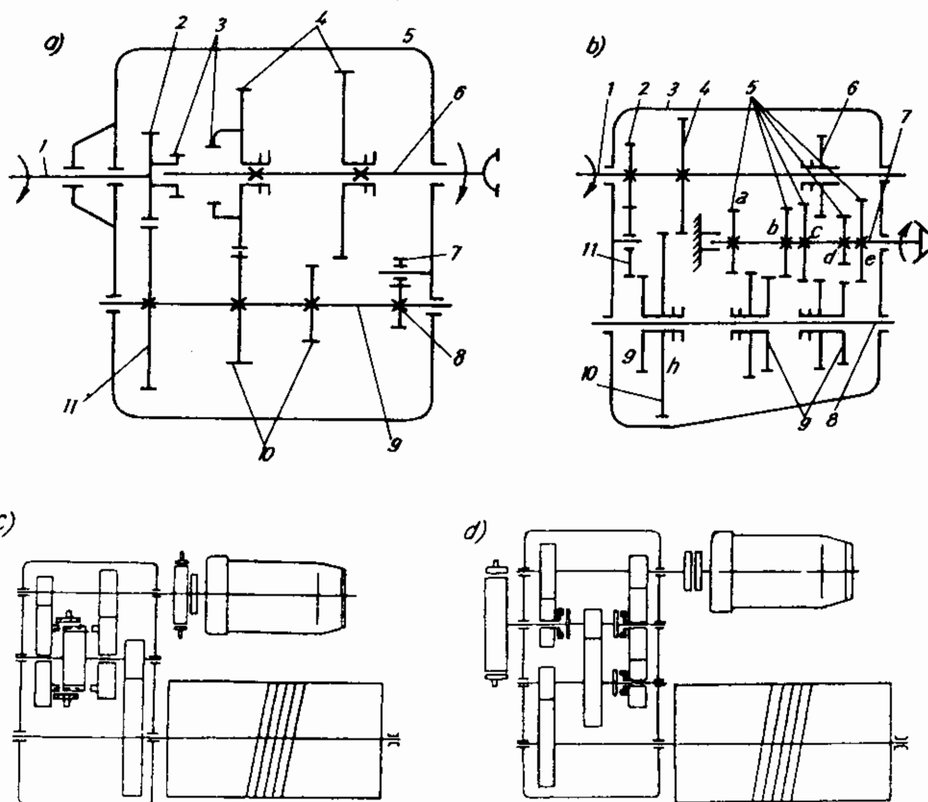
Một nhược điểm của các loại hộp giảm tốc kể trên là không thay đổi được tỉ số truyền. Có thể khắc phục nhược điểm này nhờ thay đổi tỉ số truyền của một cấp truyền động bằng cách sử dụng các bánh răng trượt hoặc khớp nối, nhờ cặp truyền động bánh ma sát hoặc nếu có thể phối hợp với một bộ biến tốc thủy lực.



Hình 2.10: Hộp giảm tốc bánh răng trụ đặt đứng

Trên hình 2.11 cho sơ đồ động học của một số hộp giảm tốc có khả năng thay đổi tỉ số truyền.

Hộp giảm tốc với nhiều tay số, ứng với mỗi một tay số cho một tỉ số truyền được dùng trên ô tô hoặc máy kéo để đảm bảo lực kéo cần thiết đối với sự thay đổi mặt đường, đảm bảo cho xe máy có thể tiến hoặc lùi (nhờ có thêm tay số lùi) và có thể dừng lâu tại một chỗ mà không cần tắt động cơ nhờ có vị trí tay số "0". Hình 2.11a là sơ đồ hộp số ô tô với 3 tay số tiến, một tay số lùi, hình 2.11b là sơ đồ hộp số trên máy kéo với 5 tay số tiến và 4 tay số lùi).



***Hình 2.11.** Sơ đồ hộp giảm tốc có khả năng thay đổi tỉ số truyền*

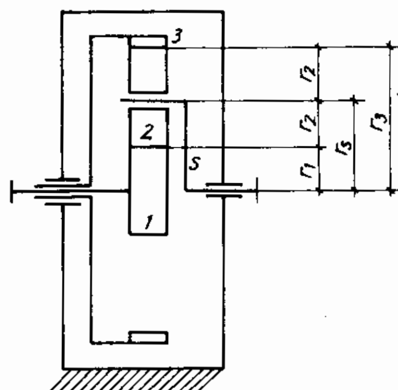
Việc thay đổi tỉ số truyền trong các hộp số thường được thực hiện bằng các bánh răng trượt. Hình 2.11c là hộp giảm tốc có 2 cấp tỉ số truyền thay đổi nhờ li hợp cơ khí và hình 2.11d là 3 cấp tỉ số truyền và thay đổi nhờ li hợp ma sát.

b) Truyền động bánh răng hành tinh

Sự đòi hỏi ngày càng cao về truyền động, đặc biệt là yêu cầu về điều khiển và điều chỉnh đã làm cho truyền động hành tinh được sử dụng ngày càng nhiều trên máy xây dựng.

Hình 2.12 trình bày sơ đồ nguyên lí của một bộ truyền hành tinh.

Khác với truyền động bánh răng thường, bộ truyền bánh răng hành tinh gồm có bánh răng trung tâm 3 ăn khớp trong, bánh răng trung tâm 1 ăn khớp ngoài, cần S và các bánh răng vệ tinh 2 lắp trên cần S. Các bánh trung tâm có tâm quay cố định, các bánh vệ tinh quay quanh tâm của nó và cùng với tâm quay quanh bánh trung tâm. Khi bánh 3 cố định, chuyển động được truyền từ 1 đến S hoặc từ S đến 1, khi cần S cố định, bộ truyền biến thành bộ truyền thường, chuyển động được truyền từ 1 đến 3 hoặc từ 3 đến 1.



Hình 2.12: *Sơ đồ nguyên lí của bộ truyền hành tinh*

Khi tất cả các khâu đều được tự do, hệ hành tinh trở thành hệ vi sai. Ở hệ vi sai, từ một chuyển động có thể chia thành hai chuyển động, hoặc ngược lại, có thể hợp hai chuyển động thành một chuyển động, ví dụ từ 3 đến 1 và S hoặc từ 1 và S đến 3 v.v...

Ưu điểm chủ yếu của truyền động hành tinh là có khả năng động học rộng rãi, có thể làm việc như hộp giảm tốc với tỉ số truyền không đổi; như hộp số với tỉ số truyền thay đổi hoặc như cơ cấu vi sai. Bộ truyền hành tinh còn có kích thước gọn và khối lượng nhỏ, cho tỉ số truyền lớn (có thể đến hàng nghìn). Nhược điểm của truyền động hành tinh là đòi hỏi chế tạo và lắp ghép với độ chính xác cao, số chi tiết nhiều, khó lắp ghép và hiệu suất của một số kiểu truyền động hành tinh khá thấp.

Trong truyền động hành tinh, sẽ có 1 trong 3 khâu được cố định với vỏ hộp. Nếu coi vỏ hộp của hệ truyền động là khâu 0, tỉ số truyền của bộ truyền hành tinh được xác định:

$$i_{13} = \frac{n_{10}}{n_{30}} = i_o = \frac{Z_3}{Z_1} \quad ; \qquad (n_{so} = 0)$$

$$i_{1s} = \frac{n_{10}}{n_{so}} = 1 - i_o \quad ; \qquad (n_{30} = 0)$$

$$i_{3s} = \frac{n_{30}}{n_{so}} = \frac{i_o - 1}{i_o} \; ; \qquad (n_{10} = 0) \qquad (2.10)$$

Trong đó:

n_{so}, n_{30}, n_{10} - tốc độ của cần S, bánh 3, bánh 1 so với khâu O;

i_o - tỉ số truyền của bộ truyền khi khâu S đứng yên (tỉ số truyền bộ truyền thường).

Hiệu suất của bộ truyền hành tinh được tính trên cơ sở của bộ truyền thường:

$$\eta_G = \eta(\eta_o, i_o) \cdot \eta_L \cdot \eta_d \; ; \qquad (2.11)$$

Trong đó:

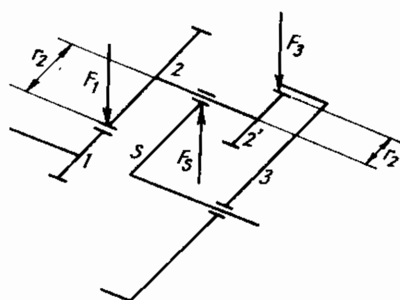
$\eta(\eta_o, i_o)$ - hiệu suất ăn khớp của bộ truyền được tính trong trường hợp coi cần S đứng yên.

η_L, η_d - hiệu suất kể đến tổn hao ma sát ở ổ bi và tổn hao do khuấy dầu.

Mômen xoắn được tính từ phương trình cân bằng lực và mômen trên bánh vệ tinh (hình 2.13). Bỏ qua tổn thất do ma sát có:

$$F_1 + F_3 - F_s = 0$$

với $\frac{F_1}{F_3} = \frac{r'_2}{r_2}$ hay $F_1 = F_3$ khi $r_2 = r'_2$



Hình 2.13: Lực trên bộ truyền hành tinh.

Bảng 2.6 cho các công thức xác định tỉ số truyền, hiệu suất và mômen trên các trục của bộ truyền hành tinh khi cần S cố định. Có 4 trường hợp xảy ra tương ứng với các bánh trung tâm 1 và 3 lần lượt là bánh dẫn và bánh bị dẫn, các bánh cùng ăn khớp trong, cùng ăn khớp ngoài hay một bánh ăn khớp trong, một bánh ăn khớp ngoài.

Bảng 2.7 dẫn ra 8 trường hợp truyền động khác nhau tương ứng khi có một trong hai bánh trung tâm cố định, các khâu còn lại lần lượt là bánh dẫn và bánh bị dẫn.

Khi các bánh răng trung tâm cùng ăn khớp trong hoặc ăn khớp ngoài thì tỉ số truyền của bộ truyền cơ bản i_o sẽ là dương còn ngược nhau sẽ mang giá trị âm. Bộ truyền hành tinh được coi là bộ truyền giảm tốc khi có $|i| > 1$ và là tăng tốc khi $|i| < 1$ với điều kiện tỉ số truyền cơ bản phải thoả mãn $|i_o| > 1$.

Các công thức tính hiệu suất của bộ truyền cơ bản η_o được lấy tương ứng với trường hợp các bánh răng được làm cứng bề mặt, khi ăn khớp ngoài được mài bề mặt còn ăn khớp trong không mài bề mặt. Ở bộ truyền vi sai, tốc độ quay của một trục nào đó đều có mối quan hệ với tốc độ quay của hai trục còn lại.

Bảng 2.6. Bốn dạng truyền động cơ bản của bộ truyền hành tinh (khi cần S đứng yên)

<table>
<tr>
<td colspan="2">1. Cả hai bánh trung tâm cùng ăn khớp trong hoặc cùng ăn khớp ngoài

$i_{01} = \frac{n_{10}}{n_{30}} = \frac{n_{10}}{n_{20}} \cdot \frac{n_{20}}{n_{30}} = \frac{Z_2.Z_3}{Z_1.Z_{2'}} \geq 1$ (dương)
$\eta_o = 1 - 0,15\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} + \frac{1}{Z_{2'}} + \frac{1}{Z_3}\right)$

$i_{01} = \frac{Z_2 . Z_3}{Z_1 . Z_{2'}}$ (dương)
$\eta_o = 1 - 0,2\left(\frac{1}{Z_2} + \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_{2'}} - \frac{1}{Z_3}\right)$</td>
<td colspan="2">2. Một bánh trung tâm ăn khớp trong, một bánh ăn khớp ngoài.

$i_{02} = -\frac{Z_3}{Z_1} < -1$ (âm)
$\eta_o = 1 - \left[0,15\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right) + 0,2\left(\frac{1}{Z_2} - \frac{1}{Z_3}\right)\right]$

$i_{02} = -\frac{n_{10}}{n_{30}} = -\frac{n_{10}}{n_{20}} \cdot \frac{n_{20}}{n_{30}} = -\frac{Z_2.Z_3}{Z_1.Z_{2'}}$ (âm)
$\eta_o = 1 - \left[0,15\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right) + 0,2\left(\frac{1}{Z_{2'}} - \frac{1}{Z_3}\right)\right]$</td>
</tr>
<tr>
<td>1.1. Bánh dẫn 1; bánh bị dẫn 3; giảm tốc.
$i = \frac{n_{30}}{n_{10}} = \frac{1}{i_{01}}$
$\eta = \eta_o$
$M_1 = -\frac{M_3.\eta_o}{i_{01}}$
$M_s = -\frac{M_3.(i_{01} - \eta_o)}{i_{01}}$</td>
<td>1.2. Bánh dẫn 3; bánh bị dẫn 1; tăng tốc.
$i = \frac{n_{10}}{n_{30}} = i_{01}$
$\eta = \eta_o$
$M_3 = - M_1.i_{01}.\eta_o$
$M_s = M_1(i_{01}.\eta_o - 1)$</td>
<td>2.1. Bánh dẫn 1; bánh bị dẫn 3; giảm tốc.
$i = \frac{n_{10}}{n_{30}} = i_{02}$
$\eta = \eta_o$
$M_3 = - M_1.i_{02}.\eta_o$
$M_s = M_1.(i_{02}\,\eta_o - 1)$</td>
<td>2.2. Bánh dẫn 3; bánh bị dẫn 1; tăng tốc.
$i = \frac{n_{30}}{n_{10}} = \frac{1}{i_{02}}$
$\eta = \eta_o$
$M_1 = -\frac{M_3.\eta_o}{i_{02}}$
$M_s = -\frac{M_3(i_{02} - \eta_o)}{i_{02}}$</td>
</tr>
</table>

Bảng 2.7. Tám dạng truyền động của bộ truyền hành tinh (một bánh trung tâm đứng yên).

<table>
<tr>
<td colspan="2">3. Bánh trung tâm 3 đứng yên, cả hai bánh trung tâm cùng ăn khớp trong hoặc ăn khớp ngoài

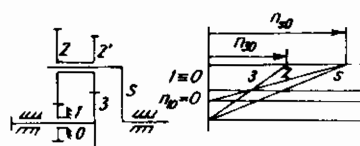
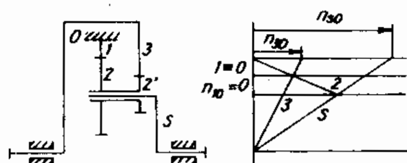
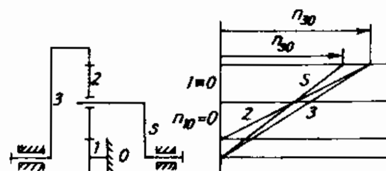
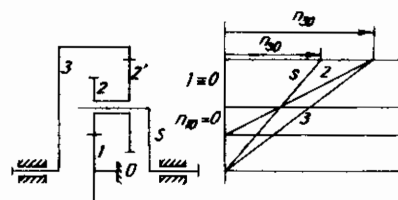
$i_0 = i_{01}$ (dương)
$\eta_o = 1 - 0,15\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} + \frac{1}{Z_{2'}} + \frac{1}{Z_3}\right)$

$i_0 = i_{01}$ (dương)
$\eta_o = 1 - 0,2\left(\frac{1}{Z_2} - \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_{2'}} - \frac{1}{Z_3}\right)$</td>
<td colspan="2">4. Bánh trung tâm 3 đứng yên, một trong hai bánh trung tâm ăn khớp trong, bánh còn lại ăn khớp ngoài

$i_0 = i_{02}$ (âm)
$\eta_o = 1 - \left[0,15\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right) + 0,2\left(\frac{1}{Z_{2'}} - \frac{1}{Z_3}\right)\right]$

$i_0 = i_{02}$ (âm)
$\eta_o = 1 - \left[0,15\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right) + 0,2\left(\frac{1}{Z_{2'}} - \frac{1}{Z_3}\right)\right]$</td>
</tr>
<tr>
<td>3.1. Bánh dẫn 1; khâu bị dẫn S;
$i_{01} < 2$ tăng tốc;
$i_{01} > 2$ giảm tốc.
$i = \frac{n_{10}}{n_{so}} = 1 - i_{01}$
$\eta = \frac{i_{01} \cdot \eta_o - 1}{i_{01} - 1}$
$M_s = M_1 (i_{01}\eta_o - 1)$
$M_3 = -M_1 . i_{01} \cdot \eta_o$</td>
<td>3.2. Khâu dẫn S; bánh bị dẫn 1;
$i_{01} < 2$ giảm tốc;
$i_{01} > 2$ tăng tốc.
$i = \frac{n_{so}}{n_{10}} = \frac{1}{1 - i_{01}}$
$\eta = \frac{\eta_o(i_{01} - 1)}{i_{01} - \eta_o}$
$M_1 = -\frac{M_s . \eta_o}{i_{01} - \eta_o}$
$M_3 = -\frac{M_s . i_{01}}{i_{01} - \eta_o}$</td>
<td>4.1. Bánh dẫn 1; khâu bị dẫn S ;
giảm tốc.
$i = \frac{n_{10}}{n_{so}} = 1 - i_{02}$
$\eta = \frac{i_{02} \cdot \eta_o - 1}{i_{02} - 1}$
$M_s = M_1(i_{02} . \eta_o - 1)$
$M_3 = -M_1 . i_{02} \cdot \eta_o$</td>
<td>4.2. Khâu dẫn S; bánh bị dẫn 1;
tăng tốc.
$i = \frac{n_{so}}{n_{10}} = \frac{1}{1 - i_{02}}$
$\eta = \frac{\eta_o(i_{02} - 1)}{i_{02} - \eta_o}$
$M_1 = \frac{M_s . \eta_o}{i_{02} - \eta_o}$
$M_3 = -\frac{M_s \cdot i_{02}}{i_{02} - \eta_o}$</td>
</tr>
</table>

Bảng 2.7 (tiếp)

<table>
<tr><td colspan="2">5. Bánh trung tâm 1 đứng yên, cả hai bánh trung tâm cùng ăn khớp trong hoặc ăn khớp ngoài

$i_0 = i_{01}$ (dương)
$\eta_o = 1 - 0,15\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} + \frac{1}{Z_{2'}} + \frac{1}{Z_3}\right)$

$i_0 = i_{01}$ (dương)
$\eta_o = 1 - 0,2\left(\frac{1}{Z_2} - \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_{2'}} - \frac{1}{Z_3}\right)$</td><td colspan="2">5. Bánh trung tâm 1 đứng yên, một trong hai bánh trung tâm ăn khớp trong, bánh còn lại ăn khớp ngoài

$i_0 = i_{02}$ (âm)
$\eta_o = 1 - \left[0,15\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right) + 0,2\left(\frac{1}{Z_{2'}} - \frac{1}{Z_3}\right)\right]$

$i_0 = i_{02}$ (âm)
$\eta_o = 1 - \left[0,15\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right) + 0,2\left(\frac{1}{Z_{2'}} - \frac{1}{Z_3}\right)\right]$</td></tr>
<tr><td>5.1. Bánh dẫn 3; khâu bị dẫn S; tăng tốc.
$i = \frac{n_{30}}{n_{so}} = \frac{i_{01} - 1}{i_{01}}$
$\eta = \frac{\eta_o . i_{01} - 1}{\eta_o.(i_{01} - 1)}$
$M_s = -\frac{M_3.(i_{01}.\eta_o - 1)}{i_{01}.\eta_o}$
$M_1 = -\frac{M_3}{i_{01}.\eta_o}$</td><td>5.2. Khâu dẫn S; bánh bị dẫn 3; giảm tốc.
$i = \frac{n_{so}}{n_{30}} = \frac{i_{01}}{i_{01} - 1}$
$\eta = \frac{i_{01} - 1}{i_{01} - \eta_o}$
$M_3 = -\frac{M_s . i_{01}}{i_{01} - \eta_0}$
$M_1 = \frac{M_s . \eta_o}{i_{01} - \eta_o}$</td><td>6.1. Bánh dẫn 3; khâu bị dẫn S; giảm tốc.
$i = \frac{n_{30}}{n_{so}} = \frac{i_{02} - 1}{i_{02}}$
$\eta = \frac{i_{02} - \eta_o}{i_{02} - 1}$
$M_s = -\frac{M_3.(i_{02} - \eta_o)}{i_{02}}$
$M_1 = -\frac{M_3.\eta_o}{i_{02}}$</td><td>6.2. Khâu dẫn S; bánh bị dẫn 3; tăng tốc.
$i = \frac{n_{so}}{n_{30}} = \frac{i_{02}}{i_{02} - 1}$
$\eta = \frac{\eta_o(i_{02} - 1)}{i_{02}\eta_o - 1}$
$M_3 = -\frac{M_s . i_{02}.\eta_o}{i_{02}.\eta_o - 1}$
$M_1 = \frac{M_s}{i_{02}.\eta_o - 1}$</td></tr>
</table>

Tốc độ quay tuyệt đối (tốc độ so với vỏ hộp O) của các khâu được xác định từ phương trình tính tỉ số truyền của hệ giả định:

$$i_o = \frac{n_{1s}}{n_{3s}} = \frac{n_{10} - n_{so}}{n_{30} - n_{so}} \ ;$$

Trong đó:

n_{1s}, n_{3s}- tốc độ của khâu 1 và 3 so với khâu S;

n_{10}, n_{so}, n_{30}- tốc độ của khâu 1, khâu S và 3 so với vỏ hộp O.

Tốc độ quay của từng khâu sẽ là:

$$n_{10} = i_o.n_{30} + (1 - i_o)\, n_{so} \ ;$$

$$n_{30} = \frac{n_{10} - (1 - i_o).n_{so}}{i_o} \ ;$$

$$n_{so} = \frac{n_{10} - i_o.n_{so}}{1 - i_o} \ .$$

Bằng cách cho một trong ba tốc độ quay bằng không, ta sẽ có phương trình xác định tốc độ quay của hai khâu còn lại ứng với trường hợp bộ truyền hành tinh có hai khâu chuyển động đã trình bày ở trên. Tốc độ quay tương đối giữa các khâu được xác định từ phương trình:

$$n_{ik} + n_{kx} + n_{xi} = 0 \ ;$$

hay: $$n_{ik} = n_{ix} + n_{xk} = n_{ix} - n_{kx} \ ;$$

Khi khâu x = 0 (vỏ hộp) thì tốc độ tương đối giữa hai trục sẽ là:

$$n_{13} = n_{10} - n_{30} \ ;$$
$$n_{1s} = n_{10} - n_{so} \ ;$$
$$n_{s3} = n_{so} - n_{30} \ .$$

Để tính ổ đỡ cần phải biết tốc độ quay của bánh răng vệ tinh 2 so với cần S. Ở sơ đồ có hai bánh răng vệ tinh (2 và 2') sẽ có:

$$n_{2s} = -(n_{10} - n_{so}) \cdot \frac{Z_1}{Z_2} = (n_{30} - n_{so}) \cdot \frac{Z_3}{Z_{2'}}$$

Khi sơ đồ có một bánh vệ tinh, có nghĩa là $Z_2 = Z'_2$ thì:

$$n_{2s} = (n_{10} - n_{30}) \cdot \frac{2i_o}{i_o^2 - 1} \ .$$

Do khó khăn trong việc tính hiệu suất nên ở bộ truyền vi sai thường bỏ qua tổn thất và do đó phương trình cân bằng mômen và công suất sẽ là:

$$M_1 + M_3 + M_s = 0 \ ;$$
$$P_1 + P_3 + P_s = M_1.n_{10} + M_3.n_{30} + M_s.n_{so} = 0 \ .$$

Trong thực tế, để tăng tỉ số truyền, thường nối nhiều bộ truyền hành tinh lại với nhau tạo thành hệ truyền động hành tinh nhiều cấp. Bảng 2.8 cho biết ba dạng của hệ truyền động hành tinh hai cấp được sử dụng nhiều trên máy xây dựng.

Ở sơ đồ hình a (bảng 2.8), công suất được truyền lần lượt qua hai bộ truyền. Cả hai bộ truyền đều có một bánh trung tâm 3 cố định. Các thông số của hệ truyền hai cấp được xác định theo từng bộ truyền sau đó đem nhân với nhau.

$$i = i'.i'' \quad ; \qquad \eta = \eta'.\eta''.$$

Hệ truyền động hai cấp ở hình a (bảng 2.8) được ứng dụng nhiều trong pa lăng điện hoặc pa lăng xích kéo tay, cơ cấu quay v.v...

Sơ đồ b ở bảng 2.8 mô tả hệ truyền động hành tinh hai cấp có một cần S cố định. Trong trường hợp này công suất truyền được phân nhánh. Ở bộ truyền thứ nhất có 3 trục chuyển động, bộ truyền thứ hai có một khâu S đứng yên. Ở các hệ truyền loại này với nhiều cấp truyền thì việc xác định các thông số làm việc sẽ rất phức tạp. Sơ đồ kiểu này hay được dùng ở tời cáp với hệ truyền động được bố trí trong lòng tang.

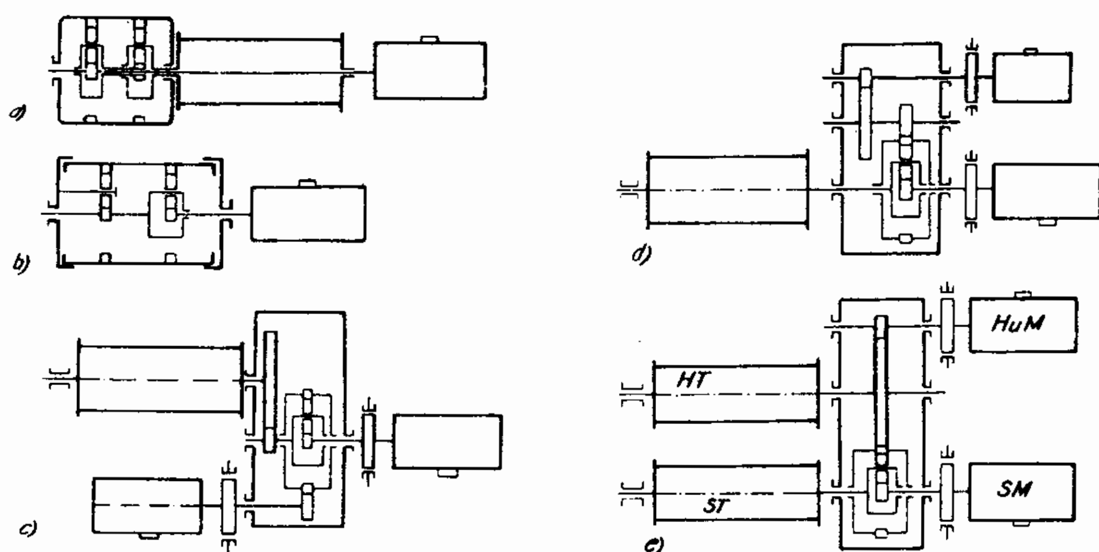
Bảng 2.8. Hệ truyền động hành tinh hai cấp

a)	s' và 1'' nối với nhau và cùng chuyển động. 3' và 3'' nối với nhau và đứng yên	$i'_{02} = \frac{Z_{3'}}{Z_{1'}}$; $i''_{02} = -\frac{Z_{3''}}{Z_{1''}}$ $i = i'.i'' = (1 - i'_{02})(1 - i''_{02}) = \left(1 + \frac{Z_{3'}}{Z_{1'}}\right)\left(1 + \frac{Z_{3''}}{Z_{1''}}\right)$ $\eta' = \frac{i'_{02}\eta_o - 1}{i'_{02} - 1}$ $\eta'' = \frac{i''_{02}.\eta_o - 1}{i''_{02} - 1}$ $\eta = \eta'.\eta''$
b)	s' và 1'' nối với nhau và cùng chuyển động. 3' và 3'' nối với nhau và cùng chuyển động	$i'_{02} = \frac{Z_{3'}}{Z_{1'}}$; $i''_{02} = -\frac{Z_{3''}}{Z_{1''}}$ $i = 1 - i'.i'' = -\left(\frac{Z_{3'}}{Z_{1'}} + \frac{Z_{3''}}{Z_{1''}} + \frac{Z_{3'}.Z_{3''}}{Z_{1'}.Z_{1''}}\right)$ $\eta = \frac{i'_{02}.\eta'_o + i''_{02}.\eta''_o(1 - i'_{02}.\eta'_o)}{i}$
c)	s' và s'' đồng nhất và chuyển động; 3' và 1'' đồng nhất và đứng yên	$i'_{02} = -\frac{Z_{3'}}{Z_{1'}}$; $i''_{01} = \frac{Z_{2'}.Z_{3''}}{Z_{3'}.Z_{2''}}$ $i = \frac{1 - i'_{02}}{1 - \frac{1}{i''_{01}}} = \frac{1 + \frac{Z_{3'}}{Z_{1'}}}{1 - \frac{Z_{3'}.Z_{2''}}{Z_{2'}.Z_{3''}}}$ $\eta = \eta'_o \frac{1 - \frac{1}{i''_{01}}}{1 - \frac{\eta''_o}{i''_{01}}} = \eta'_o \frac{i''_{01} - 1}{i''_{01} - \eta''_o}$

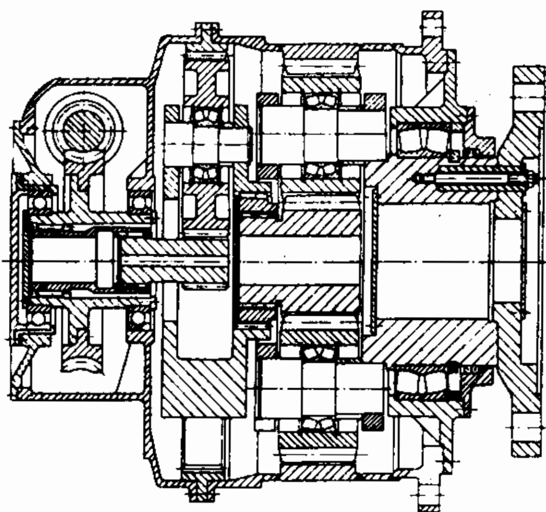
Để tạo ra hệ truyền có tỉ số truyền rất lớn, có thể tham khảo sơ đồ c (bảng 2.8). Trong hệ này bao gồm bộ truyền hành tinh kiểu 4.1 (bảng 2.7) và 5.2 (bảng 2.7). Hiệu suất của hệ truyền động dạng này thấp, cần phải tính toán đề phòng tự hãm. Do có tỉ số truyền lớn nên nó được dùng nhiều trong cơ cấu quay.

Hình 2.14 đưa ra một số ví dụ ứng dụng truyền động hành tinh trong máy xây dựng. Hệ truyền động hành tinh hai cấp dùng cho truyền động trong cơ cấu nâng ở hình 2.14a phù hợp với sơ đồ a (bảng 2.8). Loại truyền động hành tinh hai cấp này nhờ có tỉ số truyền lớn nhưng lại có thể bố trí rất gọn nên nó còn được dùng nhiều trong các cơ cấu di chuyển xích (hình 2.15), di chuyển trên ray, trong cơ cấu quay và trong máy xúc nhiều gầu kiểu rôto. Ở các pa lăng cáp hoặc xích kéo tay, nếu không cần tỉ số truyền lớn có thể sử dụng một cấp truyền động hành tinh và hai bánh răng vệ tinh có đường kính khác nhau (hình 2.16) và sơ đồ 4 (bảng 2.7).

Hình 2.14c cho sơ đồ tời cáp sử dụng hai động cơ với truyền động vi sai. Khi một trong hai động cơ dừng thì tời vẫn làm việc với tốc độ bằng nửa tốc độ ban đầu. Tỉ số truyền của hai bánh dẫn trung tâm so với cần là khác nhau (trường hợp 4.1 và 6.1 bảng 2.7).

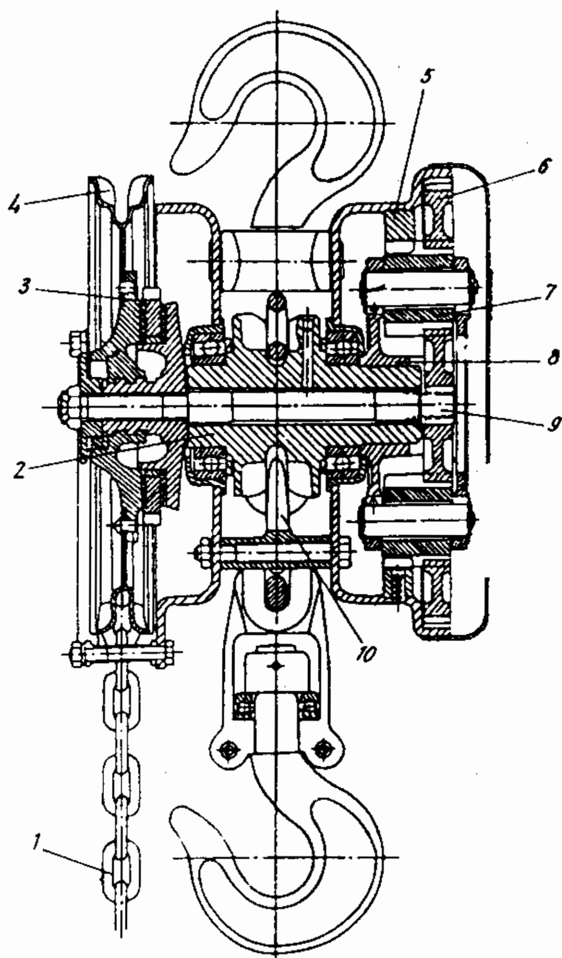


Hình 2.14: *Các ví dụ về truyền động hành tinh trên máy xây dựng*
a) Cơ cấu nâng với hệ truyền động hành tinh hai cấp nối tiếp nhau; b) Tời cáp với hệ truyền động hành tinh hai cấp phân chia công suất; c) Tời có hai động cơ dẫn động với bộ truyền hành tinh hợp công suất; d) Cơ cấu nâng nhiều tốc độ với bộ truyền hành tinh; e) Tời gầu ngoạm hai dây với bộ truyền hành tinh. HuM – động cơ nâng; SM – động cơ đóng mở gầu; HT – tang nâng hạ gầu; ST – tang đóng mở gầu.



Hình 2.15: *Hộp truyền động cơ cấu di chuyển xích với một bộ truyền trục vít bánh vít và hệ truyền động hành tinh hai cấp nối tiếp nhau.*

Cũng tương tự kết cấu như trên là hệ truyền động của cơ cấu nâng nhiều tốc độ (hình 2.14d). Tỉ số truyền giữa trục động cơ phụ và trục tang lớn hơn nhiều so với tỉ số truyền của trục động cơ chính với trục tang. Cả hai động cơ này có thể đóng riêng lẻ hoặc làm việc đồng thời cùng chiều hay ngược chiều nhau, nhờ vậy sẽ có 4 tốc độ khác nhau. Hình 2.14e cho sơ đồ truyền động của tời hai tang dùng cho gầu ngoạm hai dây. Khi nâng gầu, để cáp nâng và cáp đóng mở gầu cùng đi lên, cho động cơ nâng HuM làm việc theo chiều nâng, tang nâng HaT quay, đồng thời vành răng trung tâm ngoài cũng quay, khi này động cơ đóng mở gầu SM không làm việc và vì vậy tang đóng mở gầu ST quay theo chiều đóng gầu nhờ cần S quay. Khi hạ gầu, cáp nâng và cáp đóng mở gầu cùng đi xuống nhờ động cơ nâng HuM quay theo chiều ngược lại (mục 6.2 bảng 2.7). Quá trình đóng mở gầu có thể làm việc độc lập nhờ chỉ cho động cơ đóng mở gầu làm việc khi đóng gầu tương ứng mục 4.1 và mở gầu ứng với mục 4.2 bảng 2.7. Khi cho hai động cơ cùng làm việc, tang đóng mở gầu sẽ đứng yên, hai động cơ quay cùng chiều,



Hình 2.16: *Pa lăng xích với truyền động bánh răng hành tinh*

1. Xích kéo; 2. Đĩa xích; 3. Phanh trọng vật; 4. Đĩa xích kéo; 5. Vành răng cố định; 6. Bánh răng vệ tinh lớn; 7. Bánh răng vệ tinh nhỏ; 8. Cần; 9. Bánh răng trung tâm (bánh dẫn); 10. Xích treo tải.

tốc độ của tời nâng sẽ tăng gấp đôi và nếu hai động cơ quay ngược chiều, tốc độ tời nâng sẽ bằng không nếu như tốc độ của hai động cơ có trị số bằng nhau.

2.3.2. Truyền động thủy lực thủy tĩnh

Trong truyền động thủy lực thủy tĩnh, năng lượng được truyền từ bơm sang động cơ thủy lực nhờ dòng chất lỏng. Hình 2.1 cho thấy nguyên tắc cơ bản của truyền động thủy lực thủy tĩnh. Thiết bị được dẫn động bởi một động cơ tạo ra chất lỏng có áp suất gọi là bơm. Chất lỏng được dẫn qua đường ống đến động cơ và ở đây năng lượng được chuyển thành cơ năng cho các bộ phận công tác hoạt động. Ngoài các thiết bị chính là bơm, động cơ và đường ống dẫn, hệ thống truyền động thủy lực còn có các thiết bị điều khiển để đóng ngắt hoặc điều khiển các thông số làm việc như áp lực, lưu lượng. Các thiết bị điều khiển gồm có các van áp lực, van lưu lượng, van một chiều, van đóng ngắt... Sau cùng, hệ thống truyền động thủy lực cần phải có các thiết bị như bể chứa dầu, bộ lọc, các thiết bị đo, các thiết bị làm mát hoặc sưởi, bình tích áp v.v...

Truyền động thủy lực có nhiều ưu điểm nên ngày càng được sử dụng rộng rãi. Các ưu điểm chính là có thể tạo ra và truyền được lực có công suất lớn trong khi đó khối lượng và kích thước động cơ lại tương đối nhỏ; có thể điều chỉnh vô cấp và êm tốc độ chuyển động của bộ phận công tác trong phạm vi rộng; dễ bảo vệ khi quá tải, tương đối dễ thực hiện tự động hóa điều khiển cơ cấu. Một ưu điểm nổi bật nữa là dễ dàng bố trí thiết bị trên máy nhờ có thể truyền năng lượng qua các đường ống đến mọi vị trí. Nhược điểm của truyền động thủy lực là hiệu suất chung của hệ thống tương đối thấp, đòi hỏi chế tạo chính xác và giá thành tương đối cao. Áp lực làm việc danh nghĩa của thiết bị trong hệ thống truyền động thủy lực dùng trên máy xây dựng là 16, (20), (25) và 32 MPa. Áp lực làm việc lớn nhất có thể được trong một thời gian ngắn tăng $10 \div 25\%$ so với áp lực làm việc danh nghĩa.

a) Bơm và động cơ thủy lực

Máy thủy lực (bao gồm bơm và động cơ) làm việc theo nguyên tắc choán chỗ. Các chi tiết choán chỗ cùng với chất lỏng đặc biệt (thường là dầu thủy lực) làm tăng hoặc giảm thể tích một cách có chu kì các khoang kín. Các khoang này được nối với nhau bằng các đường ống có áp và đường ống áp thấp (đường hồi). Cả bơm và động cơ thủy lực đều có nguyên lí làm việc giống nhau.

Bảng 2.9 cho biết các thông số làm việc đặc trưng của các máy thủy lực.

Thể tích choán chỗ là một thông số đặc trưng cho độ lớn của máy. Nó là thể tích lí thuyết của lượng chất lỏng được điền đầy tương ứng với một vòng quay của máy. Đại lượng này là hằng số hoặc có thể điều chỉnh được trong một phạm vi nào đó.

Bơm bánh răng tạo ra dòng chất lỏng có áp suất nhờ hai bánh răng ăn khớp với nhau, một trong chúng là bánh răng chủ động. Trong khoang hút S, các hốc giữa các răng

Bảng 2.9. Các thông số cơ bản của máy thủy lực

Các loại máy thủy lực		Máy thủy lực kiểu bánh răng	Máy thủy lực kiểu cánh quét	Máy thủy lực kiểu pittông hướng kính	Máy thủy lực kiểu pittông hướng trục
Hình vẽ mô tả nguyên lí làm việc					
Các thông số cơ bản	Đơn vị				
- Thể tích choán chỗ	cm^3	1,2÷250 (320)(1) hằng số	5 ÷ 160 hằng số hoặc điều chỉnh được	5 ÷ 160 điều chỉnh được	25 ÷ 800 điều chỉnh được
- Áp lực danh nghĩa	MPa	6,3÷16 (25)	10 ÷ 16 (20)	16 ÷ 32	16 ÷ 32 (40)
- Áp lực cực đại	MPa	20	20 ÷ 25	32	40 ÷ 48
- Tốc độ quay danh nghĩa	v/ph	500 ÷ 3500	960 ÷ 3000	(25)[1] 960 ÷ 3000	750 ÷ 3000
- Hiệu suất cực đại	-	0,8 ÷ 0,91	0,8 ÷ 0,93	0,8 ÷ 0,92	0,8 ÷ 0,92

(1) Động cơ

được điền đầy bằng dầu. Sau 1 vòng quay thì dầu từ các hốc này được đẩy sang ngăn nén. Thể tích điền đầy ở đây luôn là một hằng số. Để hạn chế lượng tổn thất rò rỉ cần phải giảm khe hở giữa mặt bên của bánh răng và vỏ bơm. Máy thủy lực kiểu bánh răng có cấu tạo đơn giản, giá thành thấp. Nhược điểm là làm việc ồn. Động cơ thủy lực kiểu bánh răng có các ổ đỡ là ổ trượt, điều khiển cho cả hai chiều quay.

Ở các bơm kiểu cánh quét thì các ngăn chứa được tạo ra bởi các cánh được bố trí hướng kính luôn ép lên bề mặt trong của vỏ máy nhờ lực li tâm và áp lực dầu. Dầu được hút vào và thoát ra nhờ các rãnh ở mặt bên phía trong vỏ máy. Bằng cách thay đổi khoảng lệch tâm của rôto có thể thay đổi được thể tích choán chỗ của bơm. Bơm kiểu cánh quét làm việc đỡ ồn hơn bơm bánh răng.

Máy thủy lực kiểu píttông gồm hai loại: hướng kính và hướng trục. Ở bơm kiểu píttông, các chuyển động trượt của các píttông trong xilanh được thực hiện nhờ chuyển động quay của một rôto. Nhờ vậy các píttông này hút dầu vào và ép đẩy chúng vào đường ống.

Điều chỉnh thể tích choán chỗ bằng cách thay đổi khoảng lệch tâm e ở máy thủy lực kiểu píttông hướng kính hoặc thay đổi góc lệch α của đĩa nghiêng ở máy thủy lực kiểu píttông hướng trục.

Các động cơ kiểu píttông hướng kính thường có số vòng quay rất thấp và mômen lớn rất thích hợp cho dẫn động trực tiếp các bộ phận công tác mà không cần thông qua hệ thống truyền động cơ khí. Tốc độ thấp nhất có thể đạt 1 ÷ 5 v/ph.

b) Đường đặc tính và sơ đồ điều khiển của máy thủy lực

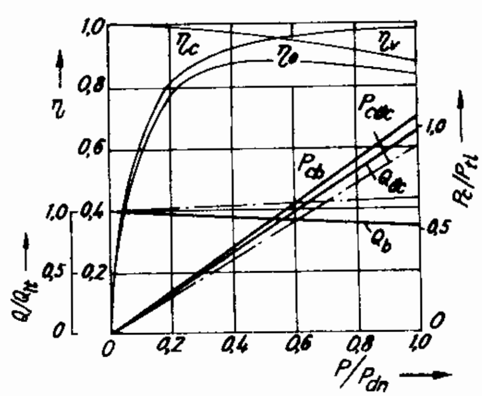
Trong quá trình biến đổi năng lượng, trong máy thủy lực có hai loại tổn thất: tổn thất thể tích do rò rỉ và tổn thất cơ khí do ma sát cơ học và ma sát thủy lực. Đại lượng đặc trưng cho các tổn thất này là hiệu suất thể tích η_v và hiệu suất cơ η_c. Áp suất càng cao thì η_v càng giảm, ngược lại η_c lại tăng do một phần của tổn thất này không phụ thuộc vào áp suất.

Hiệu suất chung của máy thủy lực:

$$\eta_o = \eta_v \cdot \eta_c . \qquad (2.12)$$

Hình 2.17 mô tả các đường đặc tính của máy thủy lực khi thể tích choán chỗ v, tốc độ quay n và nhiệt độ không đổi.

Các phương trình biểu diễn mối quan hệ giữa các đại lượng của máy thủy lực được cho trong bảng 2.10.



Hình 2.17: *Đường đặc tính của máy thủy lực*

Bảng 2.10. Các thông số làm việc của máy thủy lực

Các đại lượng	Bơm	Động cơ
- Lưu lượng bơm hoặc lượng chất lỏng tiêu thụ lí thuyết	$Q_{lt} = V_b.n_b$	$Q_{lt} = V_{dc}.n_{dc}$
- Lưu lượng bơm hoặc lượng chất lỏng tiêu thụ thực tế	$Q_b = Q_{lt} \cdot \eta_V$	$Q_{dc} = \dfrac{Q_{lt}}{\eta_V}$
- Công suất thủy lực (cho hoặc tiêu tốn)	$P_b = Q_b.\Delta P$	$P_{dc} = Q_{dc}.\Delta P$
- Công suất cơ (tiêu tốn hoặc cho)	$P_{cb} = \dfrac{P_b}{\eta_o}$	$P_{cdc} = P_{dc}.\eta_o$
	$= Q_b \cdot \dfrac{\Delta P}{\eta_o}$	$= Q_{dc}.\Delta P.\eta_o$
	$= \dfrac{V_b.n_b.\Delta P}{\eta_c}$	$= V_{dc}.n_{dc}.\Delta P.\eta_c$
- Mômen (tiêu tốn hoặc cho)	$M_b = \dfrac{Q_b.\Delta P}{2\pi.n_b.\eta_o}$	$M_{dc} = \dfrac{Q_{dc}.\Delta P.\eta_o}{2\pi.n_{dc}}$
	$= \dfrac{V_b.\Delta P}{2\pi.\eta_c}$	$= \dfrac{V_{dc}.\Delta P.\eta_c}{2\pi}$
$V_{b,dc}$ - thể tích choán chỗ; ΔP - hiệu áp lực giữa đầu vào và đầu ra; $n_{b,dc}$ - tốc độ quay của máy thủy lực.		

Quan hệ giữa tốc độ quay của bơm và động cơ trong một hệ thống truyền động thủy lực nếu kể đến tổn thất thể tích sẽ là:

$$n_{dc} = \eta_{Vb} \cdot \eta_{Vdc} \cdot \frac{V_b}{V_{dc}} \cdot n_b \cdot \qquad (2.13)$$

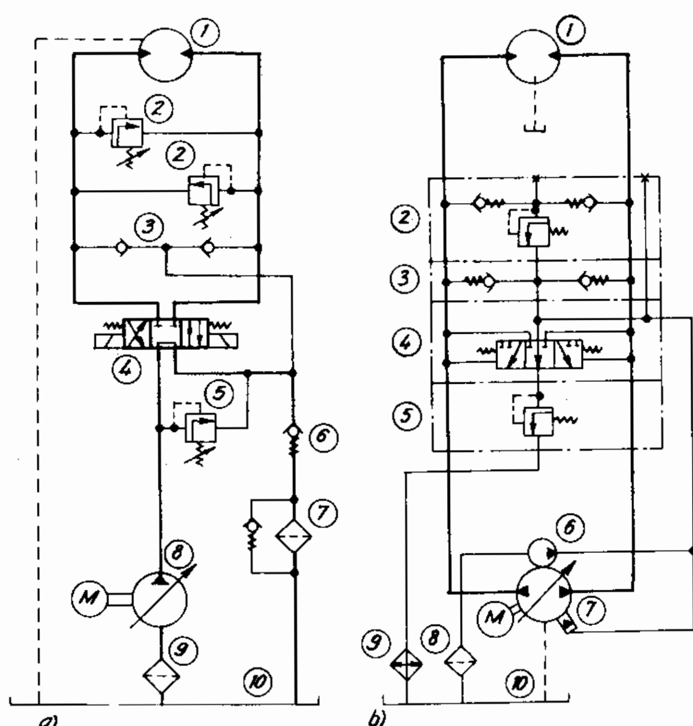
Qua đây ta thấy có thể điều khiển tốc độ động cơ bằng cách thay đổi tốc độ quay của bơm n_b, thay đổi thể tích choán chỗ V_b của bơm, V_{dc} của động cơ riêng rẽ hoặc đồng thời một lúc. Hình 2.18 cho sơ đồ điều khiển của hệ thống truyền động thủy lực. Sơ đồ mạch hở hình 2.18a có bơm 8 làm việc theo một chiều không đổi. Chiều chuyển động của động cơ được điều khiển nhờ van 4. Dầu từ động cơ được hồi trở lại bể chứa 10. Trong sơ đồ mạch kín (hình 2.18b), đường vào và đường ra của bơm và động cơ được nối với nhau trực tiếp. Bơm phải làm việc theo cả hai chiều. Để bù lượng dầu bị rò rỉ và làm sạch dầu người ta dùng bơm phụ số 6 để thường xuyên bổ sung và rửa cặn dầu. Trong mạch bơm bổ sung này người ta bố trí thêm bộ làm mát 9. Bể chứa 10 chỉ cần dung tích nhỏ. Mạch hở được áp dụng nhiều hơn.

c) Xilanh công tác

Một ưu điểm quan trọng của truyền động thủy lực là có 2 loại động cơ: động cơ với chuyển động quay tròn và động cơ với chuyển động tịnh tiến (xilanh công tác). Xilanh

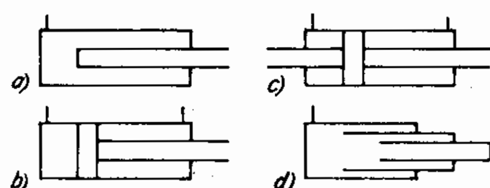
công tác tạo ra lực lớn, tốc độ chuyển động thấp. Cấu tạo của xilanh công tác bao gồm xilanh và pittông chuyển động. Có nhiều phương án kết cấu khác nhau (hình 2.19).

Hiệu suất thủy lực η_o ở xilanh công tác do $\eta_V \approx 1$ nên $\eta_o \approx \eta_c$. Lực trên cần đẩy píttông (cán píttông) F ở loại píttông ngắn tác động hai chiều được xác định theo (2.14) và (2.15).



Hình 2.18: *Sơ đồ điều khiển của hệ thống truyền động thủy lực*

a) Mạch hở: 1. Động cơ thủy lực; 2. Van an toàn; 3. Van một chiều; 4. Van điều khiển chiều quay của động cơ; 5. Van hạn chế áp lực; 6. Van một chiều; 7. Bộ lọc đường hồi; 8. Bơm; 9. Bộ lọc đường hút; 10. Bể chứa dầu. b) Mạch kín: 1. Động cơ thủy lực; 2. Van hạn chế áp lực; 3. Van một chiều; 4. Van điều khiển cho mạch bổ sung dầu; 5. Van hạn chế áp lực cho mạch bổ sung dầu; 6. Bơm phụ; 7. Bơm chính; 8. Bộ lọc; 9. Bộ làm mát; 10. Bể chứa dầu.



Hình 2.19: *Xi lanh công tác*

a) Píttông dài, tác động một chiều; b) Píttông ngắn tác động hai chiều, có 1 cán píttông; c) Píttông ngắn tác động hai chiều, có 2 cán píttông hai phía; d) Píttông nhiều tầng, tác động một chiều.

Chiều đẩy ra có:

$$F = F_{tl}.\eta_c = (p_1.A_1 - p_2.A_2).\eta_c = A_1\left(p_1 - \frac{p_2}{\psi}\right)\eta_c\ ; \qquad (2.14)$$

Trong đó:

$\psi = \dfrac{A_1}{A_2}$ - tỉ số diện tích píttông;

F_{tl} - lực đẩy thủy lực;

η_c - hiệu suất cơ.

Chiều co lại có:

$$F = F_{tl}.\eta_c = (p_2.A_2 - p_1.A_1).\eta_c = A_1\left(\frac{p_2}{\psi} - p_1\right)\eta_c. \quad (2.15)$$

Nếu cho trước lực ở cần đẩy píttông F, có thể xác định được áp lực làm việc.

Chiều đẩy ra có $$p = \frac{1}{A_1}\left(\frac{F}{\eta_c} + p_2.A_2\right) = \frac{F}{A_1.\eta_c} + \frac{p_2}{\psi}. \quad (2.16)$$

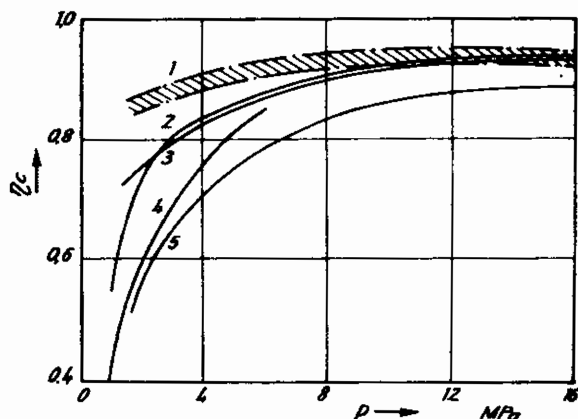
Chiều co lại có $$p = \frac{1}{A_2}\left(\frac{F}{\eta_c} + p_1.A_1\right) = \frac{F}{A_2.\eta_c} + p_1.\psi. \quad (2.17)$$

Ở xilanh nhiều tầng do diện tích mặt píttông khác nhau nên khi cùng áp suất p sẽ có lực trên tay đẩy khác nhau ứng với từng tầng làm việc.

Hiệu suất cơ của xilanh công tác thay đổi theo áp lực p và kết cấu của píttông (hình 2.20).

Áp lực làm việc và vận tốc ở từng tầng píttông sẽ là:

$$p_i = \frac{F}{A_i.\eta_c}\ ;\ V_i = \frac{Q}{A_i}. \quad (2.18)$$



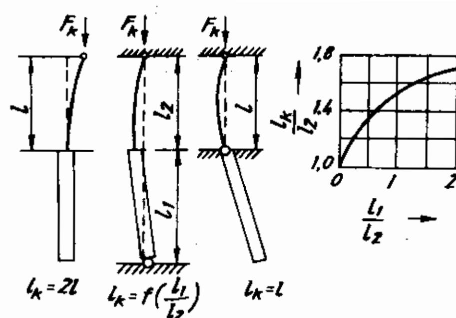
Hình 2.20: *Hiệu suất cơ của xilanh công tác*

1. Xilanh nhiều tầng; 2. Xilanh với píttông dài; 3. Xilanh với píttông ngắn, tác động một chiều duỗi ra; 4. Xilanh với píttông ngắn, tác động hai chiều; 5. Xilanh với píttông ngắn, tác động 1 chiều co vào.

Tỉ số áp lực giữa các tầng với nhau khi lực F không đổi

$$\left(\frac{p_{i+1}}{p_i}\right)_{F=const} = \left(\frac{V_{i+1}}{V_i}\right)_{Q=const} = \frac{A_i}{A_{i+1}}. \quad (2.19)$$

Cán píttông chỉ chịu lực dọc trục, vì vậy khi tính bền cần kiểm tra ổn định khi chịu nén. Hình 2.21 là dạng mất ổn định khi chịu nén của cán píttông tương ứng với các cách cố định xilanh khác nhau.



Hình 2.21: Các trường hợp mất ổn định thường gặp của cán píttông

Coi ống xilanh là tuyệt đối cứng. Độ mảnh được tính là:

$$\lambda = l_K.\sqrt{\frac{A}{I}} \ ;$$

Trong đó :

A - diện tích mặt cắt ngang;

I - mô men quán tính mặt cắt ngang của cán píttông.

Khi $\lambda > 90$ (độ mảnh giới hạn) thì lực tới hạn:

$$F_K = \frac{\pi^2 E.I}{l_K^2} = \frac{\pi^2.E.A}{\lambda^2}$$

Khi $\lambda \leq 90$ thì lực tới hạn:

$$F_K = A.(335 - 0,62\lambda) \ ; \qquad (2.20)$$

F_K được tính là N và A được tính là mm^2

Lực lớn nhất cho phép tác dụng lên cán píttông được xác định từ lực tới hạn F_K với hệ số an toàn K = 2.

Chương 3

CÁC CHI TIẾT VÀ CỤM CHI TIẾT CÓ CÔNG DỤNG CHUNG TRONG MÁY XÂY DỰNG

§3.1. CÁP THÉP VÀ TRUYỀN ĐỘNG CÁP

3.1.1. Cáp thép

Cáp thép là chi tiết rất quan trọng, được sử dụng phổ biến trong máy xây dựng, đặc biệt là máy nâng và máy làm đất có truyền động cáp. Các yêu cầu chung đối với cáp thép là:

- An toàn trong sử dụng;
- Độ mềm cao, dễ uốn cong, đảm bảo độ nhỏ gọn của cơ cấu và của máy;
- Đảm bảo độ êm dịu, không gây ồn khi làm việc trong cơ cấu và máy;
- Trọng lượng riêng nhỏ, giá thành thấp;
- Đảm bảo độ bền lâu, thời hạn sử dụng lớn.

Cáp thép được bện từ những sợi thép cacbon tốt bằng các thiết bị chuyên dùng. Các sợi thép này được chế tạo bằng công nghệ kéo nguội có đường kính từ 0,5 đến 2 ÷ 3mm và giới hạn bền kéo từ 1400 ÷ 2000 N/mm^2. Bên ngoài sợi thép được tráng một lớp kẽm để chống gỉ. Cần lưu ý rằng, sử dụng những sợi thép có giới hạn bền tính toán theo kéo nhỏ để bện cáp sẽ dẫn đến cáp có đường kính lớn, còn dùng sợi thép có giới hạn bền tính toán theo kéo lớn thì cáp sẽ có độ cứng lớn làm giảm thời hạn sử dụng cáp. Vì vậy nên dùng sợi thép có giới hạn bền tính toán theo kéo từ 1600 ÷ 1800 N/mm^2 để bện cáp.

a) Cấu tạo cáp thép

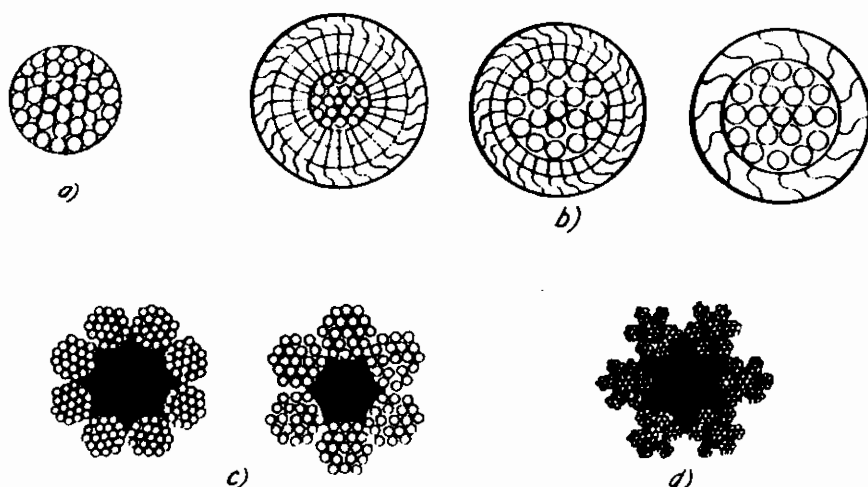
Phương pháp bện cáp có ảnh hưởng lớn đến độ cứng, độ bền và độ bền lâu của cáp. Theo số lớp bện, cách bện có những loại cáp thép sau:

Cáp bện đơn (hình 3.1a) do nhiều sợi thép bện quanh một sợi ở giữa làm lõi. Loại cáp này có độ cứng lớn nên thường dùng để treo, buộc. Loại cáp bện đơn có lớp bọc kín bên ngoài có ưu điểm là bề mặt trơn, chịu được tải trọng xô ngang và chống gỉ tốt nên được dùng làm cáp treo chịu tải trong cần trục cáp (hình 3.1b).

Cáp bện kép (cáp bện hai lớp) gồm các dánh là các cáp bện đơn và các dánh được bện quanh một lõi (hình 3.1c). Vật liệu làm lõi cáp có ảnh hưởng đến độ cứng của cáp. Đối với cáp cuốn lên tang nhiều lớp cáp với dung lượng lớn, để giảm biến dạng của cáp do các lớp cáp đè lên nhau có thể dùng cáp lõi thép. Tuy nhiên trong trường hợp này đường kính tang và các puli dẫn cáp rất lớn. Với cáp làm việc trong môi trường nhiệt độ cao, người ta thường dùng cáp lõi amiăng. Đa số các trường hợp khác người ta dùng cáp lõi đay với ưu điểm là cáp có độ uốn cong tốt và khả năng tự bôi trơn tốt

hơn. Trên hình 3.1c là mặt cắt của loại cáp lõi đay với 8 và 6 dánh. Thông dụng nhất là cáp bện kép với 6 dánh cáp.

Cáp bện ba lớp gồm các cáp bện kép, được coi là dánh, bện quanh một lõi một lần nữa (hình 3.1d). Do có nhiều lõi nên cáp bện ba lớp mềm hơn cáp bện kép song chế tạo phức tạp, giá thành cao và các sợi thép trong cáp quá bé dễ bị đứt do mòn. Cáp bện ba lớp thường được dùng trong các thiết bị phục vụ cho công tác lắp dựng cần trục. Nhìn chung cáp bện kép là cáp được sử dụng rộng rãi nhất trong đó loại cáp bện kép lõi đay với 6 dánh cáp là thông dụng hơn cả.



Hình 3.1: Các loại cáp thép theo số lớp bện

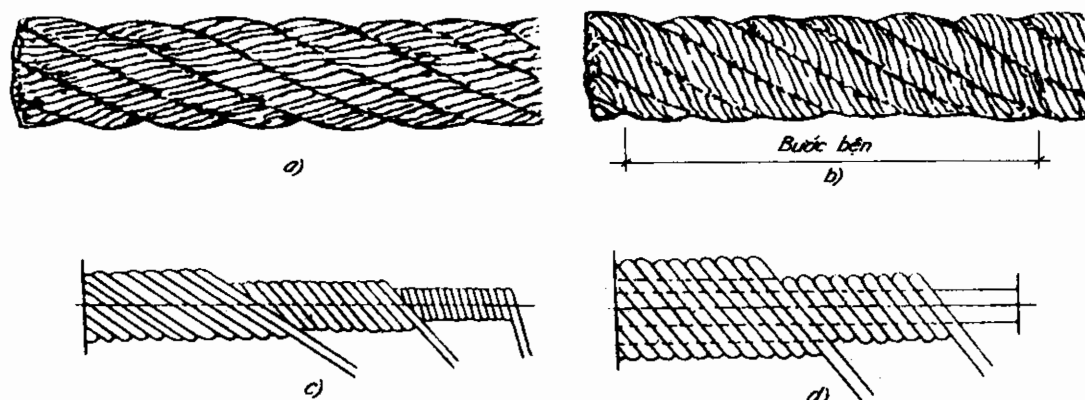
Cáp bện xuôi là cáp có các sợi thép trong dánh bện cùng chiều với chiều bện của các dánh quanh lõi (hình 3.2b). Các sợi thép tiếp xúc với nhau tương đối tốt nên loại này tương đối mềm và có tuổi thọ cao song dễ bị bung ra và có xu hướng xoắn lại, nhất là khi treo vật trên một sợi cáp. Vì vậy cáp bện xuôi thường chỉ dùng vào việc nâng vật theo dẫn hướng trong các loại thang nâng, tời kéo v.v...

Cáp bện chéo là cáp có chiều bện của các sợi thép trong dánh ngược với chiều bện của các dánh quanh lõi (hình 3.2a). Loại này có độ cứng lớn, tuổi thọ không cao nhưng khó bị bung ra và không bị xoắn nên an toàn trong sử dụng. Cáp bện chéo được dùng nhiều trong các loại cần trục và máy đào, đặc biệt khi dùng để nâng gầu ngoạm.

Cáp bện hỗn hợp là cáp mà các sợi thép trong một số dánh được bện xuôi còn trong các dánh khác thì bện chéo. Loại này tuy khó chế tạo nhưng có ưu điểm của cả 2 loại cáp bện xuôi và bện chéo.

Cáp có tiếp xúc điểm là loại có đường kính các sợi thép trong dánh bằng nhau, hai lớp sợi thép cuốn trong dánh có bước bện khác nhau nên giữa các sợi thép có tiếp xúc điểm với nhau (hình 3.2c). Do tiếp xúc điểm nên khi cáp bị uốn cong, các sợi thép đè lên nhau với áp lực lớn và giữa các sợi thép có ma sát làm chúng chóng mòn, dễ bị đứt.

Cáp có tiếp xúc đường (hình 3.2d) là loại cáp do những sợi thép có đường kính khác nhau bện thành dánh với các lớp bện có bước bện bằng nhau làm các sợi kề nhau tiếp xúc với nhau trên suốt chiều dài. Đường kính khác nhau của các sợi thép trong dánh tạo điều kiện cho chúng xếp đầy tiết diện cáp. Loại này khắc phục được những nhược điểm của loại cáp có tiếp xúc điểm. Các sợi thép nhỏ và lớn trong dánh được sử dụng hợp lí vừa đảm bảo độ mềm của cáp vừa đảm bảo độ bền, độ bền lâu của cáp (do tiếp xúc đường nên ứng suất tiếp xúc nhỏ, các sợi thép lớn phía ngoài bảo vệ cáp đỡ mòn khi tiếp xúc với các chi tiết khác như tang, puli, trục cố định đầu cáp).



Hình 3.2: Các loại cáp thép theo cách bện

Trên hình 3.3 là mặt cắt của một số loại cáp thông dụng nhất của Nga với các kí hiệu sau:

TK. 6×19 + 1 o.c. - Cáp có tiếp xúc điểm (TK) với 6 dánh, mỗi dánh 19 sợi như nhau và một lõi đay.

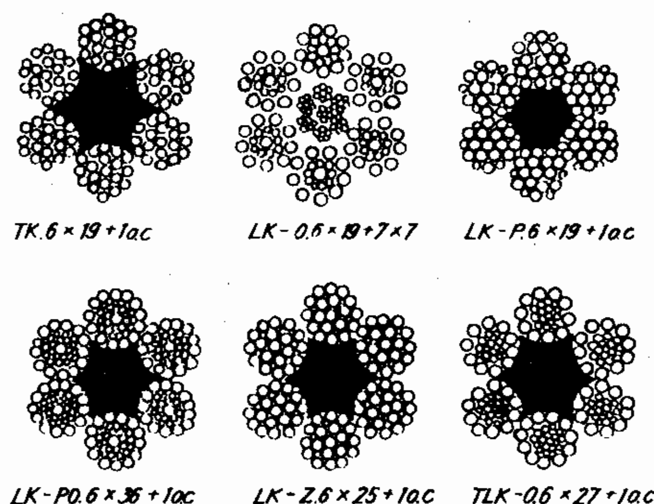
LK- O. 6×19 + 7×7 - Cáp có tiếp xúc đường (LK) với 6 dánh, mỗi dánh 19 sợi có lớp sợi thép ngoài cùng như nhau (O). Lõi thép của cáp được bện từ 7 dánh, mỗi dánh 7 sợi thép.

LK-P. 6×19 + 1 o.c. - Cáp có tiếp xúc đường với 6 dánh, mỗi dánh 19 sợi có lớp sợi thép ngoài cùng khác nhau (P) và một lõi đay.

LK-PO. 6×36 + 1 o.c. - Cáp có tiếp xúc đường với 6 dánh, mỗi dánh 36 sợi thép kết hợp với cách sắp xếp P và O. Các dánh bện quanh một lõi đay.

LK-Z. 6×25 + 1 o.c. - Cáp tiếp xúc đường, 6 dánh, mỗi dánh 25 sợi thép và một lõi đay. Các sợi thép con và to xen lẫn xếp đầy tiếp diện (Z).

TLK-O. 6×27 + 1 o.c. - Cáp có kết hợp cả tiếp xúc đường và tiếp xúc điểm với 6 dánh, mỗi dánh 27 sợi và một lõi đay. Các dánh có lớp ngoài cùng là các sợi thép như nhau.



Hình 3.3: Một số loại cáp thông dụng

b) Ứng suất và các yếu tố ảnh hưởng đến độ bền lâu của cáp thép

Cáp do nhiều sợi thép hợp lại tạo thành một hệ siêu tĩnh nhiều bậc, các sợi thép xoắn theo một đường phức tạp trong không gian. Vì vậy trạng thái căng của nó rất phức tạp. Khi cáp chịu tải, các sợi thép chịu nhiều ứng suất khác nhau như ứng suất kéo, uốn, dập, xoắn, ứng suất dư v.v...

Ứng suất kéo sinh ra khi cáp chịu tải. Khi cuốn lên tang hoặc puli, cáp biến đổi hình dạng và sinh ra ứng suất uốn. Ngoài ra ứng suất uốn xuất hiện khi cáp có tiếp xúc điểm. Một số tác giả đã đưa ra cách tính ứng suất kéo và uốn song cách tính đó chưa chính xác và ít được ứng dụng trong thực tế.

Ứng suất dư sinh ra trong các sợi thép khi bện cáp. ứng suất dư có khi rất lớn và rất khó tính chính xác. Thực nghiệm cho thấy rằng nếu loại trừ được ứng suất dư thì tuổi thọ của cáp có thể tăng lên 2 ÷ 2,5 lần. Vì vậy cần phải làm biến dạng các sợi thép trước khi bện.

Ngoài ra còn có ứng suất dập do các sợi thép tiếp xúc với nhau và khi cáp chịu tải, các sợi thép đè lên nhau. ứng suất nén xuất hiện khi cáp chịu tải và đặt lên rãnh tang.

Khi làm việc cáp không bị đứt đột ngột mà sau một thời gian làm việc, cáp bị mòn nhiều hay đứt từng sợi thép. Vì vậy độ bền lâu là một chỉ tiêu quan trọng trong tính toán và sử dụng cáp. Người ta lấy số lần uốn giới hạn Z của cáp khi uốn qua puli hoặc tang một góc 180^o cho tới khi sợi thép bị đứt do mỏi làm chỉ tiêu để đánh giá độ bền lâu của cáp. Số lần uốn giới hạn Z của cáp được xác định bằng thực nghiệm theo phương pháp chuẩn vì chưa có một phương pháp tính toán nào kể đến ảnh hưởng của tất cả các nhân tố đến độ bền lâu của cáp. Số lần uốn giới hạn Z của cáp phụ thuộc vào các yếu tố sau:

Lực căng cáp trong quá trình làm việc càng lớn thì số lần uốn giới hạn càng nhỏ.

Khi có cùng số lần uốn giới hạn Z, số sợi đứt trên một bước bện của loại cáp bện xuôi ít hơn nhiều so với loại cáp bện chéo. Như vậy cáp bện xuôi có độ bền lâu cao hơn cáp bện chéo. Loại cáp tiếp xúc đường có số lần uốn giới hạn Z lớn hơn loại cáp tiếp xúc điểm khi sử dụng với cùng bán kính uốn cong cáp cho các loại cáp cùng đường kính. Điều này càng thể hiện rõ khi tỉ số giữa bán kính uốn cong cáp và đường kính cáp càng lớn.

Sợi thép có độ bền giới hạn nhỏ sẽ chóng đứt song nếu độ bền giới hạn quá lớn sẽ rất cứng nên khả năng chịu mỏi kém. Loại cáp bện từ những sợi thép có giới hạn bền 1800 N/mm^2 có độ bền lâu cao nhất.

Các điều kiện sử dụng và bảo quản cáp là những yếu tố ảnh hưởng lớn đến độ bền lâu của cáp.

Bán kính uốn cong của cáp được biểu thị bằng tỉ số giữa đường kính tang hoặc puli và đường kính cáp D_t/d_c. Số lần uốn giới hạn Z của cáp càng lớn nếu bán kính uốn cong cáp càng lớn.

Số lần uốn giới hạn Z của cáp giảm dần khi vật liệu chế tạo tang và puli là gỗ, nhôm, gang, thép. Dạng rãnh cáp cũng ảnh hưởng đến độ bền lâu của cáp (rãnh hình thang, rãnh là một cung tròn, rãnh là nửa đường tròn cho Z tăng dần).

Độ bền lâu của cáp còn phụ thuộc vào góc ôm của cáp lên puli, tang và vào số lần, chiều uốn cong của cáp. Cáp bị uốn cong theo nhiều chiều khác nhau sẽ sinh ra trong các sợi thép các ứng suất khác dấu làm tăng quá trình mỏi của thép. Thí nghiệm đã cho thấy một lần uốn cong ngược chiều của cáp tương đương với hai lần uốn cong cùng chiều khi tính số lần uốn giới hạn Z. Vì vậy cần giảm số lượng puli đổi hướng cáp tới mức tối thiểu và tránh để cáp uốn cong theo các chiều khác nhau. Cần bôi trơn cáp thường xuyên, định kì để kéo dài tuổi thọ của cáp thép.

Tóm lại, khi tính chọn và sử dụng cáp cần phải lưu ý đến các phân tích kết quả thực nghiệm trên để nâng cao thời hạn sử dụng cáp.

c) Tính chọn và sử dụng cáp thép

Hiện nay chưa có các nghiên cứu chính xác và đầy đủ về trạng thái ứng suất của sợi thép trong cáp cũng như hiện tượng mỏi khi cáp chịu tải lâu. Do đó người ta không dựa vào các ứng suất của sợi thép để tính chọn cáp.

Kết quả nghiên cứu cho thấy hai yếu tố quan trọng nhất ảnh hưởng đến độ bền và độ bền lâu của cáp thép là lực căng cáp lớn nhất khi làm việc và bán kính uốn cong cáp. Vì vậy trong tính toán người ta quy định chọn cáp theo lực kéo, còn độ bền lâu của cáp được đảm bảo bằng cách chọn hệ số an toàn n và tỉ số giữa đường kính tang hoặc puli với đường kính cáp D_t/d_c tùy thuộc vào loại máy và chế độ làm việc của máy.

Cáp thép được chọn theo điều kiện sau:

$$S_{max}.n \le S_d \quad (3.1)$$

Trong đó:

S_{max} - lực căng cáp lớn nhất trong quá trình làm việc không kể đến các tải trọng động;

S_d - tải trọng phá hỏng cáp do nhà chế tạo xác định và cho trong bảng cáp tiêu chuẩn tùy thuộc vào loại cáp, đường kính cáp và giới hạn bền của vật liệu sợi thép. Thông thường lực phá hỏng cáp không vượt quá 83% tổng lực phá hỏng của tất cả các sợi thép bện cáp;

n - hệ số an toàn bền của cáp được tra theo tiêu chuẩn tùy theo loại máy và chế độ làm việc (n lấy không nhỏ hơn giá trị trong tiêu chuẩn).

Đối với các loại cần trục, giá trị n lấy như sau:

- Cáp tải dùng trong dẫn động bằng tay	4
- Cáp nâng vật và cần trong dẫn động máy :	
+ Với chế độ làm việc nhẹ	5
+ Với chế độ làm việc trung bình	5,5
+ Với chế độ làm việc nặng và rất nặng	6
- Cáp neo cần và cột	3,5
- Cáp dùng cho gầu ngoạm	6
- Cáp dùng cho cơ cấu nâng chở người	9
- Cáp dùng trong lắp dựng	4

Bán kính uốn cong của cáp phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$D \geq e.d_c \quad (3.2)$$

Trong đó:

d_c - đường kính cáp, mm;

D - đường kính tang và puli tính đến tâm lớp cáp thứ nhất, mm;

e - hệ số được tra theo tiêu chuẩn tùy theo dạng dẫn động, loại máy và chế độ làm việc.

Để đảm bảo an toàn và nâng cao tuổi thọ của cáp thép, trong quá trình sử dụng cáp cần phải tuân thủ chặt chẽ những quy định về sử dụng cáp trong tiêu chuẩn (TCVN 5862: 1985 và TCVN 4244: 1986), trong đó cần đặc biệt lưu ý những điểm sau:

Điều kiện đầu tiên để đảm bảo độ tin cậy và độ an toàn của cáp thép là sử dụng cáp theo đúng tính toán, thỏa mãn các yêu cầu tính chọn cáp (3.1) và (3.2) nêu trên. Cần phải lưu ý đến các yếu tố ảnh hưởng đến độ bền và độ bền lâu của cáp khi tính toán và sử dụng cáp. Cần lưu ý rằng đường kính tang và puli càng lớn thì tuổi thọ cáp càng cao song máy sẽ rất cồng kềnh và mômen trên trục tang lớn. Một số puli có góc ôm của cáp lên puli nhỏ (như các puli đỡ cáp) và ít làm việc (như puli cân bằng) có thể lấy đường kính nhỏ hơn so với tiêu chuẩn. Trong những trường hợp cần phải giảm bớt kích thước và trọng lượng máy, có thể lấy đường kính tang giảm 15%, puli cân bằng

giảm 20%, puli trong palăng điện, cần trục kiểu cầu và máy đào giảm 30% so với điều kiện tính toán (3.2).

Trong cơ cấu nâng, tuyệt đối không được phép nối cáp để tăng chiều dài. Các chi tiết cố định đầu cáp trên các trục, chốt và trên tang phải đủ bền và có độ tin cậy cao, thỏa mãn các yêu cầu an toàn trong tiêu chuẩn.

Trong quá trình sử dụng cáp, cần phải bảo dưỡng, bôi trơn và kiểm tra cáp thường xuyên, định kì theo quy định trong tiêu chuẩn.

Cáp hỏng chủ yếu do mỏi, cho nên nó không xảy ra tức thời mà phát triển dần dần. Thời gian bị phá hỏng dài, đặc biệt là cáp làm việc trong chế độ làm việc nhẹ. Quá trình phá hỏng cáp là quá trình đứt dần từng sợi thép từ ngoài vào trong. Do đó trên cơ sở nghiên cứu và kinh nghiệm sử dụng mà người ta quy định số sợi thép đứt cho phép trên chiều dài một bước bện, chưa đến giới hạn đó cáp vẫn làm việc an toàn. Số sợi thép đứt cho phép trên chiều dài một bước bện của một số loại cáp cho ở bảng 3.1. Khi kiểm tra cáp nếu số sợi thép đứt quá giới hạn đó thì phải thay cáp mới. Nếu cáp được bện từ những sợi thép có đường kính khác nhau thì sợi nhỏ được tính là 1 và sợi to được tính là 1,7 sợi. Chiều dài một bước bện được xác định theo quy tắc: Trên bề mặt một dánh cáp bất kì đánh dấu một điểm và từ đó đếm dọc theo trục cáp số dánh cáp bằng đúng số dánh có trên tiết diện ngang của cáp và đánh dấu một điểm nữa; khoảng cách giữa hai điểm đã đánh dấu chính là chiều dài một bước bện của cáp. Trên hình 3.2b là chiều dài một bước bện của loại cáp có 6 dánh trên tiết diện ngang.

Bảng 3.1. Số sợi thép đứt cho phép trên một bước bện

Hệ số an toàn n	Cấu tạo cáp (số dánh × số sợi của một dánh)					
	6 × 19 = 114, lõi đay		6 × 37 = 222, lõi đay		6 × 61 = 366, lõi đay	
	Bện xuôi	Bện chéo	Bện xuôi	Bện chéo	Bện xuôi	Bện chéo
< 6	6	12	11	22	18	36
6 - 7	7	14	13	26	19	38
> 7	8	16	15	30	20	40

Nếu lớp sợi thép ngoài cùng đã mòn thì số sợi thép đứt cho phép lấy theo bảng 3.1 nhân với hệ số k như sau:

Mòn đến 10% lớp sợi thép ngoài cùng k = 0,85

Mòn 10 ÷ 14% lớp sợi thép ngoài cùng k = 0,75

Mòn 15 ÷ 19% lớp sợi thép ngoài cùng k = 0,7

Mòn 20 ÷ 24% lớp sợi thép ngoài cùng k = 0,6

Mòn 25 ÷ 30% lớp sợi thép ngoài cùng k = 0,5

Mòn trên 30% lớp sợi thép ngoài cùng - loại bỏ cáp (k = 0)

Nếu cáp vẫn còn tốt song bị dập hoặc có một dánh bị đứt hoàn toàn thì cũng phải loại bỏ cáp.

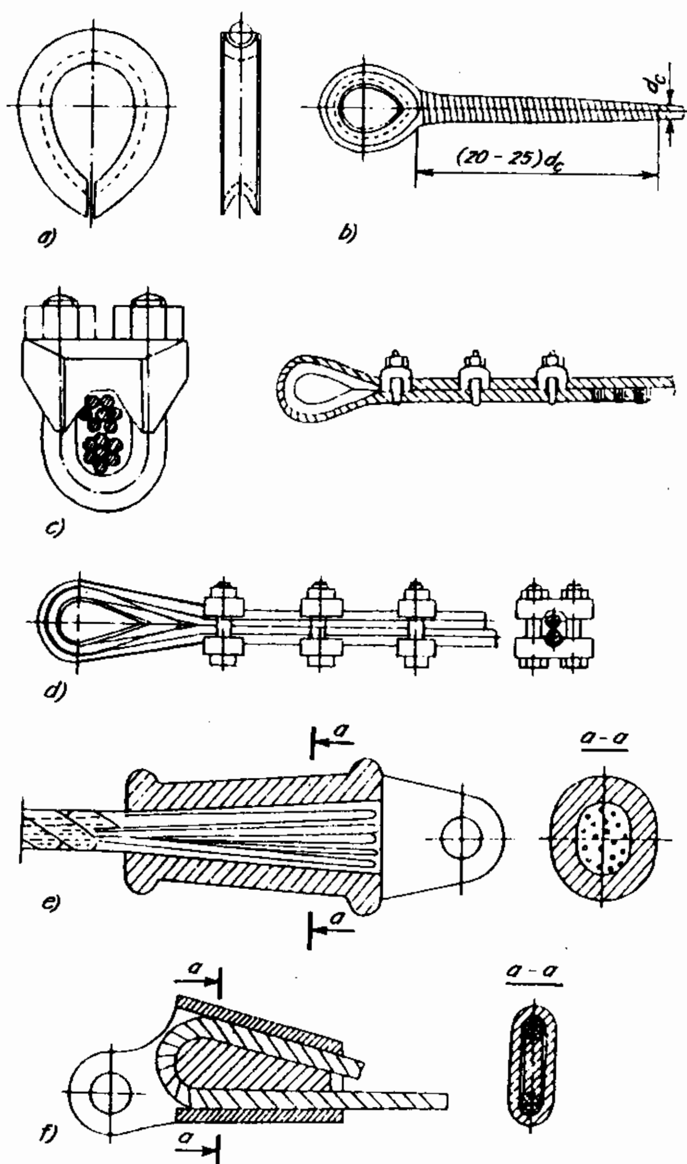
d) Cố định đầu cáp

Để đảm bảo an toàn trong sử dụng cáp thép, cần phải thực hiện tốt việc cố định đầu cáp, thỏa mãn các yêu cầu sau: chắc chắn, độ tin cậy cao, dễ kiểm tra, dễ tháo lắp thay thế, kết cấu đơn giản, dễ chế tạo và tại chỗ cố định đầu cáp, cáp không bị uốn đột ngột.

Trong máy xây dựng thường phải cố định đầu cáp trên các trục, chốt và cố định đầu cáp trên tang.

Trên hình 3.4 thể hiện các phương pháp cố định đầu cáp với trục, chốt. Vòng lót (hình 3.4a) dùng để đỡ cáp khi vòng qua chốt được sử dụng rất phổ biến. Vòng lót được chế tạo bằng phương pháp rèn hoặc dập có rãnh là một cung tròn hoặc hình lòng máng để đỡ cáp. Vòng lót có tác dụng tránh cho cáp khỏi bị uốn đột ngột, giảm ứng suất tiếp xúc và cáp không bị chà xát lên chốt khi làm việc. Phương pháp tết cáp được thực hiện bằng cách tháo bung đầu cáp và luồn các dánh của đầu cáp đã tháo vào thân cáp rồi dùng sợi thép cuốn ngoài một đoạn bằng 20 ÷ 25 lần đường kính cáp (hình 3.4b). Phương pháp này tốn rất nhiều công và người tết cáp phải có tay nghề cao để đảm bảo tết đúng kĩ thuật.

Bulông chữ U (khóa cáp) được dùng phổ biến để kẹp cáp. Tấm đệm ở phía các đai ốc có rãnh hình thang hoặc tròn để ép cáp (hình 3.4c). Để giảm biến dạng của cáp, tấm đệm được đặt về phía nhánh cáp làm việc còn đầu tự do của cáp được ép bằng bulông. Có thể dùng bulông thường với hai tấm đệm dài có rãnh hình thang để kẹp cáp (hình 3.4d). Số lượng bulông kẹp cáp không ít hơn 3 và chọn tùy theo đường kính cáp. Khoảng cách giữa các bulông kẹp cáp và chiều dài đầu cáp tự do không nhỏ hơn 6 lần đường kính cáp.



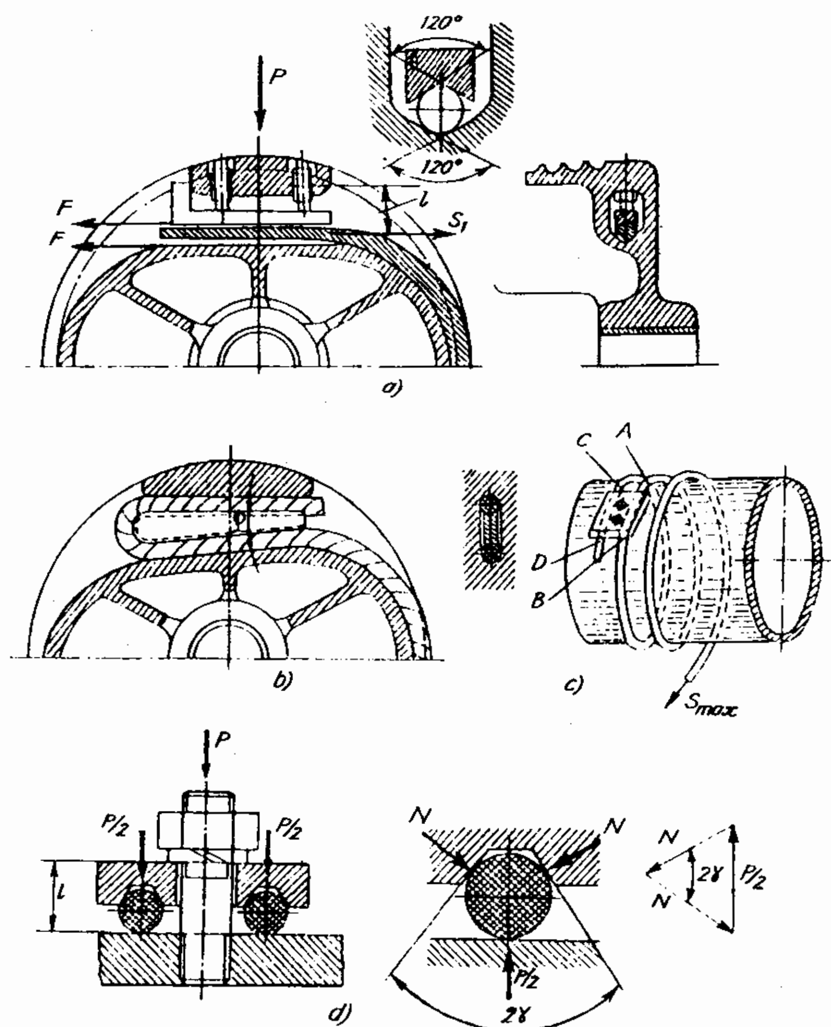
Hình 3.4: *Các phương pháp cố định đầu cáp với trục*

Đường kính cáp, mm	11÷ 18	19÷ 24	25÷ 31	32÷ 34	35÷ 37	38÷ 44
Số bulông kẹp cáp	3	4	5	6	7	8

An toàn nhất là cách cố định đầu cáp bằng ống côn (hình 3.4e). Xỏ đầu cáp qua lỗ nhỏ của ống côn, tháo bung đầu cáp và cắt lõi cáp, bẻ gập các sợi thép và lau sạch dầu, rút cáp cho đầu cáp nằm trong ống côn rồn đổ chì vào ống côn.

Cách cố định đầu cáp phổ biến và tiện lợi nhất là dùng khóa chêm (hình 3.4f). Cách cố định này có thể tháo lắp rất nhanh bằng tay mà không cần các dụng cụ chuyên môn. Các chi tiết cố định đầu cáp trên đã được tiêu chuẩn hóa. Khi dùng ta có thể tính toán hoặc chọn theo đường kính và lực căng cáp.

Có nhiều cách cố định đầu cáp trên tang nhưng thông dụng nhất là dùng chêm, dùng bulông và tấm đệm. Trên hình 3.5a thể hiện cách cố định đầu cáp trên tang bằng tấm đệm trong lòng tang. Tấm đệm ép đầu cáp lên tang nhờ các vít cấy hoặc bulông.



Hình 3.5: Các phương pháp cố định đầu cáp trên tang

Thông thường, ở vị trí thấp nhất của móc treo, trên tang phải còn lại ít nhất 1,5 vòng cáp để giảm tải trọng tác dụng lên đầu kẹp cáp. Vậy lực căng tại chỗ kẹp cáp được tính theo công thức Ole:

$$S_1 = \frac{S_{max}}{e^{f\alpha}};$$

Trong đó:

S_{max} - lực căng cáp lớn nhất;

f - hệ số ma sát giữa cáp và bề mặt tang, $f = 0,1 \div 0,12$;

$\alpha = 3\pi$ - góc ôm của cáp trên tang.

Nếu tổng lực nén của các bulông xuống tấm đệm là P thì lực ma sát giữa cáp và tang, giữa cáp và tấm đệm là F = P.f. Độ tin cậy của kẹp cáp trên tang được đảm bảo bằng điều kiện $2F > S_1$.

Đường kính trong của ren bulông d_1 được tính theo nén và uốn theo công thức sau:

$$\sigma = \frac{n_1.1,3.P}{\frac{\pi d_1^2}{4}.Z} + \frac{n_1.f.P.l}{0,1.d_1^3.Z} \leq [\sigma]; \quad (3.3)$$

Trong đó:

$n_1 \geq 1,5$ - hệ số an toàn bền của bulông;

Z - số bulông kẹp cáp;

l - tay đòn đặt lực S_1 gây uốn bulông và được tính từ điểm giữa đoạn tiện ren trên tang đến tâm cáp (hình 3.5a);

1,3 - hệ số kể đến ứng suất xoắn xuất hiện khi siết bulông;

[σ] - ứng suất cho phép của vật liệu bulông được lấy với hệ số an toàn bền không nhỏ hơn 2,5.

Phương pháp cố định đầu cáp trên tang như hình 3.5a thường dùng cho tang cuốn nhiều lớp cáp vì loại tang này không cho phép kẹp cáp trên bề mặt cuốn cáp của tang. Nhược điểm của phương pháp này là kết cấu tang phức tạp, khó chế tạo, khó kiểm tra và thay thế kẹp cáp. Vì vậy phương pháp này ít được dùng.

Chêm kẹp cáp (hình 3.5b) dùng rất tốt cho những cáp có đường kính nhỏ hơn 12 mm. Phương pháp này tiện lợi và dễ thay cáp song kết cấu tang phức tạp, khó chế tạo và thường dùng cho tang cuốn nhiều lớp cáp. Để đảm bảo tự hãm, độ côn của chêm thường lấy từ 1: 4 đến 1 : 5 ($tg\varphi < 2f$).

Phương pháp cố định đầu cáp trên tang thông dụng nhất là dùng tấm đệm bên ngoài ép cáp lên bề mặt tang bằng bulông (hình 3.5c). Tấm đệm với rãnh hình thang là tốt nhất và thông dụng nhất. Mỗi tấm đệm được bắt vào tang bằng một hoặc hai bulông. Nếu mỗi tấm đệm được bắt bằng một bulông thì số tấm đệm không được ít hơn hai,

không phụ thuộc vào tính toán. Nếu tấm đệm dùng hai bulông thì có thể dùng một tấm đệm đối với cáp có đường kính bé hơn 31 mm và hai tấm đệm đối với cáp có đường kính lớn hơn 31 mm. Để tính toán kẹp cáp kiểu này, ta giả thiết rằng:

- Các lực tác dụng vào cáp không làm thay đổi tiết diện mặt cắt ngang của cáp;
- Cáp được coi như dây mềm có bề mặt ngoài là hình trụ nhẵn;
- Thay một số tấm đệm bằng một tấm đệm kẹp cáp với cùng số bulông.

Cáp với lực căng lớn nhất S_{max} được giữ trên bề mặt của tang bằng các thành phần lực ma sát sau:

a) Lực ma sát giữa cáp và bề mặt tang ở 1,5 vòng cáp giảm tải trước khi kẹp cáp:

$$F_1 = S_{max} - S_1 = S_{max} \cdot \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}}$$

b) Tổng lực ma sát giữa cáp và bề mặt tang trên đoạn AB và CD (hình 3.5c)

$$F_2 = P.f$$

Trong đó: P - tổng lực nén của tấm đệm lên cáp khi siết bulông hay tổng lực kéo các bulông.

c) Tổng lực ma sát giữa cáp và bề mặt tấm đệm trên đoạn AB và CD là F_3. Để xác định F_3 ta xét điều kiện cân bằng cáp dưới tác dụng của các lực N và P/2 (hình 3.5d):

$$N = \frac{P}{4} \cdot \frac{1}{\sin\gamma}$$

vậy $$F_3 = 4.N.f = P.\frac{f}{\sin\gamma} = P.f_1$$

Trong đó: $f_1 = \dfrac{f}{\sin\gamma}$ - hệ số ma sát quy đổi của rãnh tấm đệm với cáp. Góc nghiêng của rãnh hình thang thường lấy $2\gamma = 80^o$.

d) Lực ma sát giữa cáp và bề mặt tang trên đoạn BC với góc ôm $\beta \approx 2\pi$

$$F_4 = S_B - S_C$$

$$S_B = S_A - \left(\frac{F_1}{2} + \frac{F_3}{2}\right) = S_1 - \frac{P}{2}(f + f_1); S_C = \frac{S_B}{e^{f\beta}} = \frac{S_1 - \frac{P}{2}(f + f_1)}{e^{f\beta}}$$

vậy $F_4 = \left(1 - \dfrac{1}{e^{f\beta}}\right)\left[S_1 - \dfrac{P}{2}(f + f_1)\right]$.

Theo điều kiện cân bằng cáp theo lực kéo căng cáp S_{max} và các lực giữ do ma sát ta có:

$$S_{max} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4$$

$$S_{max} = S_{max}\frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} + P.f + P.f_1 + \left(1 - \frac{1}{e^{f\beta}}\right)\left[S_1 - \frac{P}{2}(f + f_1)\right]$$

Vậy tổng lực P cần thiết để nén tấm đệm giữ cáp nhờ ma sát là:

$$P = \frac{2S_{max}}{(f + f_1)(e^{f\beta} + 1)e^{f\alpha}} \qquad (3.4)$$

Trong trường hợp này, các bulông chịu kéo do lực P và chịu uốn do lực ma sát F_3 giữa tấm đệm và cáp với cánh tay đòn l (hình 3.5d).

Mômen uốn bulông lớn nhất là $M_u = F_3.l$. Vậy số bulông cần thiết để cố định đầu cáp là:

$$Z = \frac{n_1.P.1,3}{[\sigma]_k \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{n_1.F_3.\, l}{[\sigma]_k.0,1.d_1^3} \qquad (3.5)$$

Trong đó các kí hiệu giống ở biểu thức (3.3).

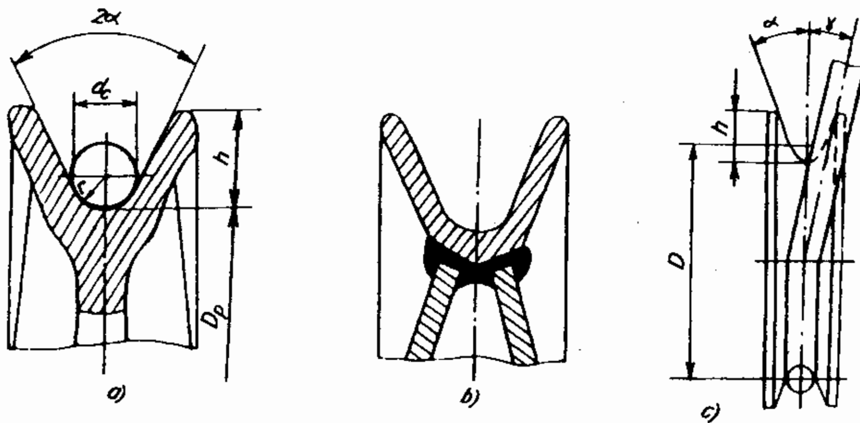
3.1.2. Puli và palăng cáp

a) Puli

Puli dùng để đổi hướng cáp hoặc để thay đổi lực căng cáp. Trong palăng cáp, puli được phân thành puli cố định để đổi hướng cáp, puli di động để thay đổi lực căng cáp và puli cân bằng.

Puli dùng trong máy xây dựng có chế độ làm việc nhẹ và trung bình thường được đúc bằng gang xám. Đối với chế độ làm việc nặng và rất nặng, puli được đúc bằng thép đúc. Các puli có đường kính dưới 600 mm thường được đúc liền, còn loại có đường kính lớn hơn 600 mm thường được chế tạo bằng phương pháp hàn (hình 3.6b) hoặc đúc có nan hoa nhằm giảm trọng lượng và tiết kiệm vật liệu.

Mặt cắt rãnh puli có hình dạng như ở hình 3.6a. Bề mặt làm việc của rãnh puli phải được gia công cơ khí. Kích thước rãnh puli phải đảm bảo cho cáp vòng qua dễ dàng,



***Hình 3.6:* Puli cáp**

không bị kẹt và bề mặt tiếp xúc giữa cáp và đáy rãnh lớn để giảm ứng suất tiếp xúc, cáp đỡ mòn. Đáy rãnh puli là một cung tròn có bán kính $r = (0,53 \div 0,6)d_c$. Góc nghiêng của hai thành bên rãnh puli $2\alpha = 40^o \div 60^o$. Chiều sâu rãnh puli h được chọn tùy theo công dụng và nơi đặt puli. Trong mọi trường hợp phải đảm bảo $h = (2 \div 2,5)d_c$. Một số trường hợp puli có rãnh rất sâu, ví dụ puli đặt ở đầu cần của cần trục có $h \approx 5d_c$ để cáp khỏi bị tuột khi vật lắc.

Như đã trình bày ở trên, đường kính puli tính đến tâm cáp D phải thỏa mãn điều kiện (3.2) để đảm bảo độ bền lâu của cáp. Điều kiện (3.2) có thể viết dưới dạng:

$$D_p \geq (e - 1)d_c$$

Tuy nhiên, một số puli có thể lấy đường kính nhỏ hơn so với tính toán. Đặc biệt đối với các puli dùng để hạn chế độ võng của cáp, đường kính puli có thể giảm đến $8d_c$.

Cáp vòng qua puli phải đảm bảo nằm dọc theo rãnh puli, độ lệch cho phép (góc nghiêng γ - hình 3.6c) phải đảm bảo sao cho cáp không đè lên thành bên của rãnh cáp tức thỏa mãn điều kiện sau:

$$tg\,\gamma < \frac{tg\alpha}{\sqrt{1 + \frac{D}{h}}} \qquad (3.6)$$

Trong đó nếu góc giữa hai thành bên của rãnh puli $2\alpha = 60^o$ thì góc lệch cho phép $\gamma = 6^o$.

Vật liệu rãnh puli có ảnh hưởng lớn tới tuổi thọ của cáp. Thực tế sử dụng cho thấy cáp trên puli bằng thép bị mòn nhiều hơn so với cáp trên puli bằng gang. Với mục đích tăng độ bền lâu của cáp, người ta sử dụng puli có lót trên mặt rãnh cáp một lớp nhôm, cao su hoặc chất dẻo. Nếu lấy độ mòn của cáp trên puli gang làm chuẩn thì độ mòn của cáp trên puli thép tăng 10%, trên puli có rãnh cáp phủ nhôm giảm 20% và độ mòn của cáp trên puli có rãnh cáp phủ một lớp chất dẻo giảm 40 ÷ 50%.

Ổ trục puli thường dùng ổ bi hoặc bạc lót. Ổ bi được dùng nhiều hơn do có hiệu suất cao ($\eta = 0,97 \div 0,98$), bảo dưỡng dễ dàng và có độ tin cậy cao. Ở môi trường nhiệt độ cao, có nhiều bụi thì hiệu suất puli thấp hơn. Với tốc độ quay của puli nhỏ thì chọn ổ bi theo tải trọng tĩnh còn nếu tốc độ quay nhanh thì phải chọn ổ theo hệ số khả năng làm việc.

Puli đã được tiêu chuẩn hóa. Với puli đúc cỡ nhỏ, ta chỉ chọn theo đường kính cáp cuốn lên nó, còn với puli hàn có đường kính lớn hơn và chế tạo đơn chiếc thì cần kiểm tra bền trong đó thành rãnh puli chịu ứng suất uốn, các nan hoa chịu nén.

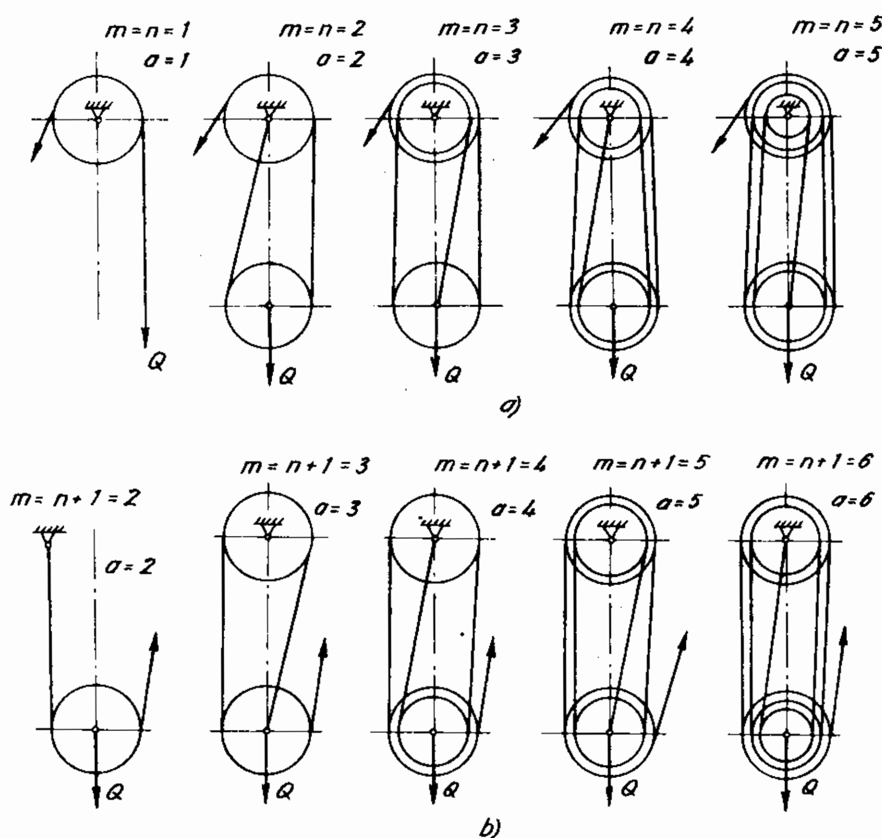
b) Palăng cáp

Palăng cáp là một hệ thống gồm các puli cố định và di động nối với nhau bằng cáp nhằm giảm lực căng cáp so với lực kéo của hệ thống hoặc tăng tốc độ kéo của hệ thống so với tốc độ cáp. Vì vậy theo công dụng ta có hai loại palăng: palăng lực (hay còn gọi

là palăng thuận) - lợi về lực nhưng thiệt về đường đi và vận tốc; palăng vận tốc (hay còn gọi là palăng nghịch) - lợi về vận tốc và đường đi nhưng thiệt về lực.

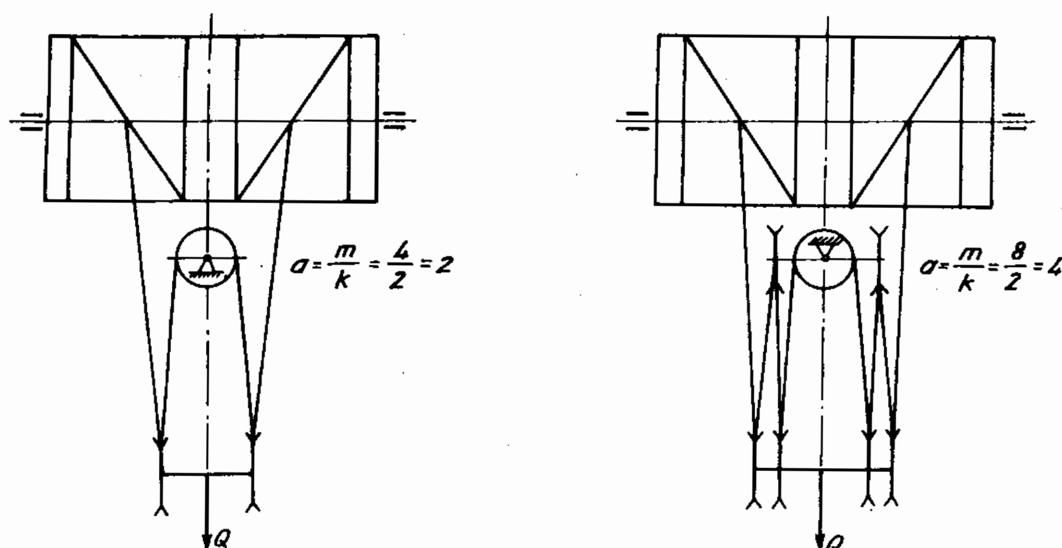
Palăng lực gồm có hai loại: palăng đơn và palăng kép.

Palăng đơn là loại palăng chỉ có một đầu cáp cuốn lên tang (hình 3.7). Palăng đơn lại có palăng đơn loại một và palăng đơn loại hai. Palăng đơn loại một (Hình 3.7a) là palăng có nhánh cáp ra khỏi palăng từ puli cố định phía trên và loại này có số puli n bằng số nhánh cáp treo vật m. Palăng đơn loại một là loại thông dụng nhất và thường được dùng trong cần trục quay kiểu cần. Palăng đơn loại hai (hình 3.7b) là palăng có nhánh cáp ra khỏi palăng từ puli di động phía dưới và loại này có số nhánh cáp treo vật m bằng số puli trong palăng n cộng với 1. Palăng đơn loại hai thường được dùng trong palăng điện và một số tời nâng đặt trên cao.



Hình 3.7: *Palăng đơn*

Palăng kép là loại palăng có hai đầu cáp cuốn lên tang (hình 3.8). Palăng kép được coi như hai palăng đơn loại hai hợp thành và có thể tính toán nó như hai palăng đơn loại hai với tải trọng nâng Q/2. Trong palăng kép có puli cân bằng có tác dụng giữ thăng bằng và chỉ quay để tự điều chỉnh lực căng hoặc chiều dài trên hai nhánh do sai lệch kích thước.



Hình 3.8: Palăng kép

Trong palăng lực, tải trọng nâng Q được treo trên m nhánh cáp, vì vậy lực căng cáp trên mỗi nhánh giảm đi. Đại lượng đặc trưng cho palăng cáp là bội suất palăng a. Bội suất palăng lực là số lần lực căng cáp giảm đi so với tải trọng nâng Q và được xác định bằng biểu thức:

$$a = \frac{m}{k} \tag{3.7}$$

Trong đó:

m - số nhánh cáp treo vật ;

k - số nhánh cáp cuốn lên tang.

Như vậy, đối với palăng đơn bội suất palăng a bằng số nhánh cáp treo vật m (do k = 1) và đối với palăng kép (k = 2) bội suất palăng a bằng số nhánh cáp treo vật chia cho 2.

Trong trường hợp vật treo tĩnh thì lực căng trong mỗi nhánh cáp S của palăng đơn giảm đi a lần so với tải trọng nâng Q, mặt khác khi nâng vật thì tốc độ của cáp v_c lớn gấp a lần so với tốc độ nâng vật v_n và chiều dài cáp cuốn lên tang L cũng lớn gấp a lần so với chiều cao nâng vật H:

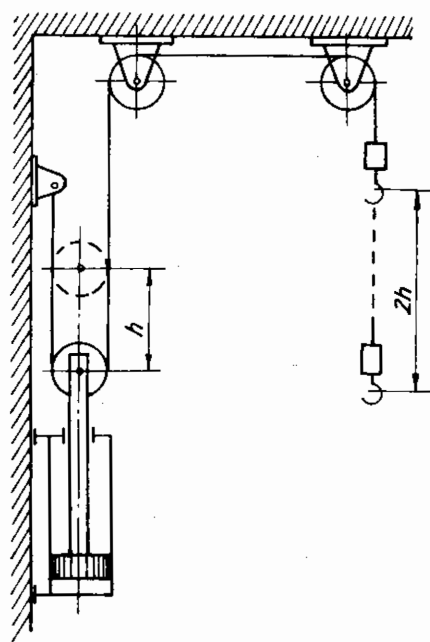
$$Q = a.S$$

$$v_c = a.v_n$$

$$L = a.H$$

Đối với palăng kép, lực căng cáp trong palăng S giảm đi 2a = m lần so với tải trọng nâng Q. Palăng kép thường được dùng trong các cần trục kiểu cầu.

Palăng vận tốc thường được dùng chủ yếu trong các máy thủy lực hay khí nén có thể tạo ra lực dẫn động lớn nhưng tốc độ và hành trình bị hạn chế (hình 3.9). Loại này ngược với palăng lực: tạo ra tốc độ nâng lớn và làm việc với chiều cao nâng lớn nhưng tải trọng nâng giảm so với lực dẫn động. Có thể tính toán palăng vận tốc giống như tính cho palăng lực với bội suất a' = 1/a.



Hình 3.9: Palăng vận tốc

Việc chọn bội suất palăng có ảnh hưởng lớn đến kết cấu, kích thước và giá thành của máy. Nếu bội suất palăng đủ lớn thì lực căng cáp, đường kính các puli và tang v.v... giảm làm máy gọn nhẹ và rẻ tiền hơn. Tuy nhiên, nếu chọn bội suất palăng quá lớn sẽ làm cho đường kính cáp quá bé, cáp có tốc độ lớn lại vòng qua nhiều puli nên cáp chóng mòn, giảm hiệu suất truyền động và tang sẽ quá dài do dung lượng cáp cuốn trên tang lớn.

Khi cuốn cáp trên puli, độ cứng của cáp và ma sát của ổ trục là hai nhân tố chính ảnh hưởng đến hiệu suất của puli.

Khi cuốn qua puli, cáp có độ cong quá độ làm các sợi thép và các dánh của cáp cọ xát vào nhau gây lực ma sát làm cản trở sự thay đổi độ cong của cáp. Để tính lực cản W_1 do độ cứng của cáp ta lập phương trình cân bằng (hình 3.10a):

$$S(R + c) = (S + W_1)(R - b)$$

$$W_1 = \frac{b+c}{R-b}.S = \lambda.S$$

Trong đó:

S - lực căng cáp trên nhánh cuốn vào puli;

R - bán kính puli tính đến tâm cáp;

$\lambda = \frac{b+c}{R-b}$ - hệ số phụ thuộc vào đường kính puli và cáp, vào tính chất đàn hồi của sợi thép và cấu tạo của cáp, vào góc ôm của cáp trên puli.

Lực tĩnh tác dụng lên ổ trục của puli là $N = 2S.\sin\frac{\alpha}{2}$ với góc ôm α và lực căng tĩnh của cáp S. Dưới tác dụng của N, ở ổ trục sinh ra lực cản ma sát F (hình 3.10b). Để xác định lực cản do ma sát ở ổ trục W_2 ta lập phương trình cân bằng mômen đối với điểm tâm puli:

$$F.d = W_2.D$$

Vậy $$W_2 = 2\sin\frac{\alpha}{2}.f.\frac{d}{D}.S = \omega.S$$

Trong đó:

f - hệ số ma sát ổ trục;

d, D - đường kính ổ trục và puli tính đến tâm cáp;

$\omega = 2f.\frac{d}{D}.\sin\frac{\alpha}{2}$ - hệ số cản ma sát ổ trục.

Tổng lực cản của puli khi kéo cáp là:

$$W = W_1 + W_2 = (\lambda + \omega).S \quad (3.8)$$

Trong palăng có puli cố định và puli di động. Hiệu suất của puli cố định $\eta_{cđ}$ (hình 3.11a) là tỉ số giữa công có ích ở nhánh cuốn $S_1.h$ chia cho công sinh ra ở nhánh nhả $S_2.h$:

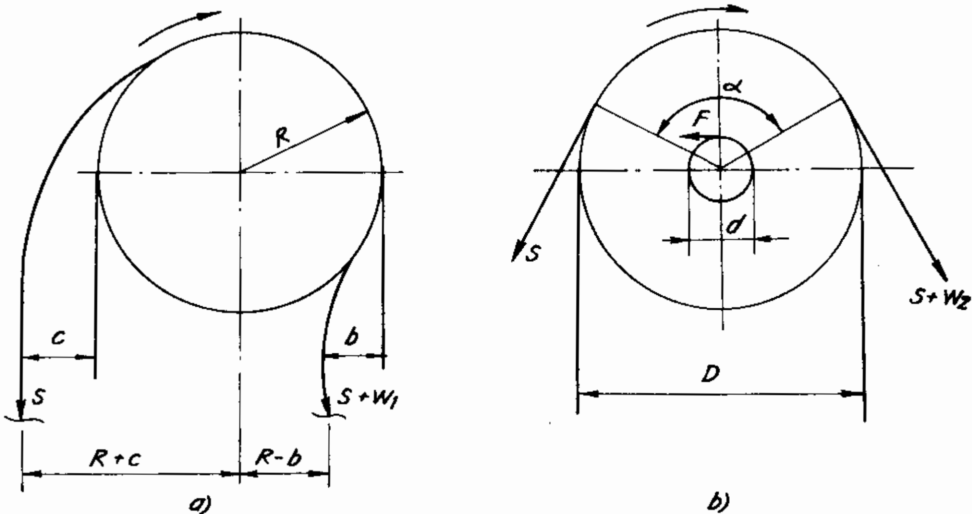
$$\eta_{cđ} = \frac{S_1.h}{S_2.h} = \frac{S_1}{S_1 + W} = \frac{1}{1 + \lambda + \omega} \quad (3.9)$$

Tính toán tương tự với puli di động (hình 3.11b) ta có:

$$\eta_{dđ} = \frac{Q.h}{S_2.2h} = \frac{Q}{2S_2}$$

Lấy cân bằng lực ta có $Q = S_1 + S_2 = S_2.\eta_{cđ} + S_2$

Vậy: $$\eta_{dđ} = \frac{S_2.(\eta_{cđ} + 1)}{2S_2} = \frac{1 + \eta_{cđ}}{2} \quad (3.10)$$

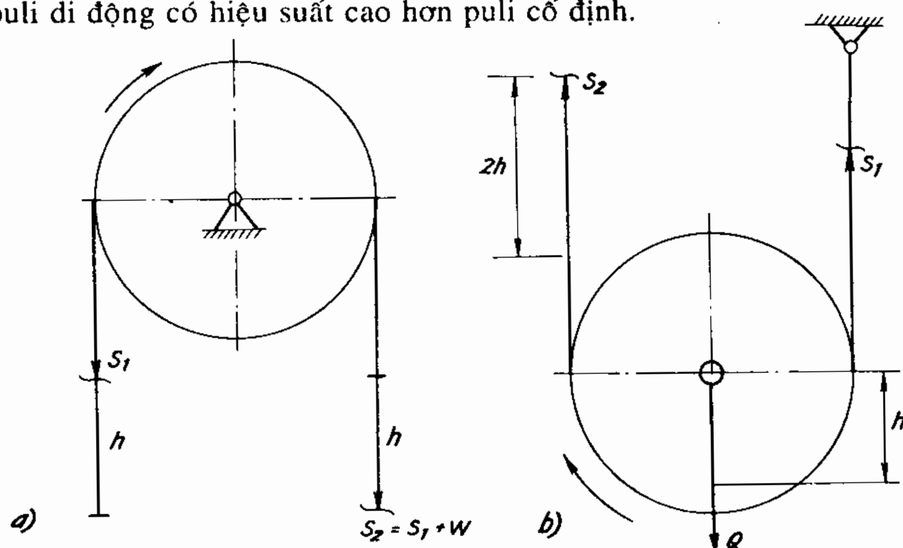


Hình 3.10: Sơ đồ tính lực cản của puli.

So sánh hiệu suất của puli di động và cố định ta thấy:

$$\frac{\eta_{dd}}{\eta_{cd}} = \frac{1}{2\eta_{cd}} + \frac{1}{2} > 1$$

Vậy puli di động có hiệu suất cao hơn puli cố định.



***Hình 3.11:** Sơ đồ tính hiệu suất của puli cố định và di động*

Từ công thức (3.9) ta thấy hiệu suất của puli phụ thuộc vào độ cứng của cáp, đường kính puli và ổ trục, loại ổ và điều kiện bôi trơn, góc ôm α, trong đó tổn thất do ma sát ổ trục là yếu tố ảnh hưởng lớn nhất đến hiệu suất của puli. Vì vậy để đơn giản tính toán người ta lấy hiệu suất của tất cả các loại puli (cố định và di động) tùy thuộc vào loại ổ trục. Puli có ổ trục là ổ bi $\eta = 0,97 \div 0,98$ và ổ trượt $\eta = 0,94 \div 0,96$.

Đối với bánh xích bị động và tang cuốn cáp khi làm việc cũng có các thành phần lực cản như đối với puli. Trong tính toán người ta thường lấy hiệu suất tang cuốn cáp $\eta_t = 0,96 \div 0,98$ và hiệu suất của bánh xích bị động $\eta_x = 0,94 \div 0,96$.

Bằng cách tính tương tự như đối với puli, hiệu suất của palăng cáp η_p bằng tỉ số giữa công có ích Q.h và công sinh ra do lực dẫn động S.a.h.

$$\eta_p = \frac{Q}{S.a}$$

Để tính lực kéo S, ta coi tất cả các puli trong palăng có cùng hiệu suất η.

Đối với palăng loại một (hình 3.12a) ta có:

$$S_1 = S.\eta \; ;$$

$$S_2 = S_1.\eta = S.\eta^2 \; ;$$

...

$$S_a = S.\eta^a \; .$$

Lấy cân bằng lực theo trục oy ta có:

$$Q = S_1 + S_2 + ... + S_a$$

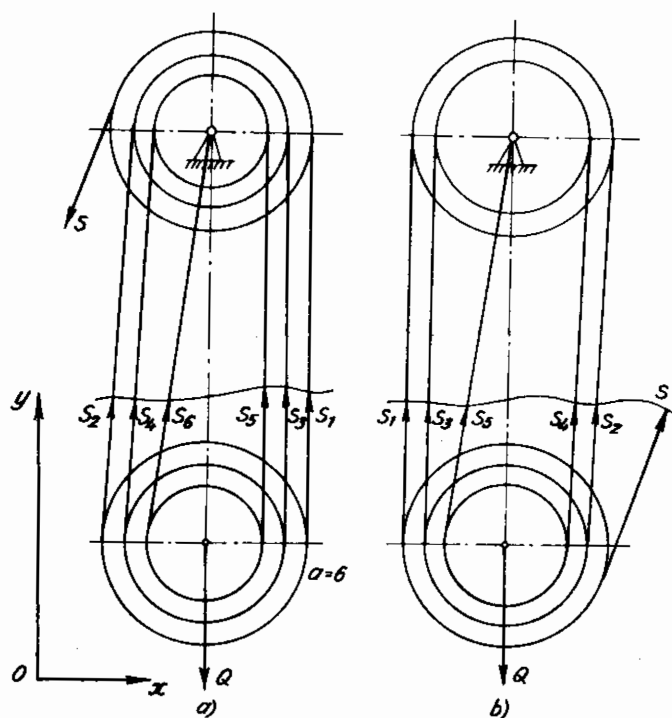
Thay giá trị các lực căng cáp trên theo S ta có biểu thức sau:

$$Q = S.\eta + S.\eta^2 + ... + S.\eta^a$$

$$Q = S.\eta (1 + \eta + \eta^2 + ... + \eta^{a-1}).$$

Trong ngoặc là một cấp số nhân với công bội η, vậy:

$$Q = S.\eta.\ \frac{1 - \eta^{a-1}.\eta}{1 - \eta} = S.\ \frac{\eta(1 - \eta^a)}{1 - \eta}$$



Hình 3.12: Sơ đồ tính hiệu suất palăng

Hiệu suất của palăng đơn loại một là:

$$\eta_{p1} = \frac{\eta(1 - \eta^a)}{a(1 - \eta)} \qquad (3.11)$$

Đối với palăng loại hai (hình 3.12b), ta thấy số puli trong palăng bằng số nhánh cáp treo vật trừ một tức bằng (a - 1). Vì vậy ta có:

$S_1 = S.\eta$,

$S_2 = S_1.\eta^2$,

...,

$S_{a-1} = S.\eta^{a-1}$

Lấy cân bằng lực theo trục oy:

$$Q = S + S.\eta + S.\eta^2 + \ldots + S.\eta^{a-1}$$

$$Q = S.(1 + \eta + \eta^2 + \ldots + \eta^{a-1})$$

$$Q = S.\ \frac{1-\eta^a}{1-\eta}$$

Hiệu suất của palăng đơn loại hai là:

$$\eta_{p2} = \frac{1-\eta^a}{a(1-\eta)} \quad (3.12)$$

Từ (3.11) và (3.12) ta thấy palăng loại hai có hiệu suất cao hơn palăng loại một (với cùng bội suất a, palăng loại hai có số puli ít hơn).

Trong tính toán, ta thường phải xác định lực căng cáp lớn nhất để tính chọn cáp. Trong trường hợp tổng quát, cáp sau khi ra khỏi palăng còn đi qua các puli cố định đổi hướng cáp ngoài palăng rồi mới cuốn lên tang. Vậy lực căng cáp lớn nhất cuốn lên tang được xác định bằng biểu thức sau:

$$S_{max} = \frac{Q}{a.\eta_p.\eta^r} \quad (3.13)$$

Trong đó: r - số puli đổi hướng cáp nằm ngoài palăng.

Đối với palăng kép có hai nhánh cáp cuốn lên tang thì:

$$S_{max} = \frac{Q}{2a.\eta_p.\eta^r} \quad (3.14)$$

3.1.3. Tang cuốn cáp

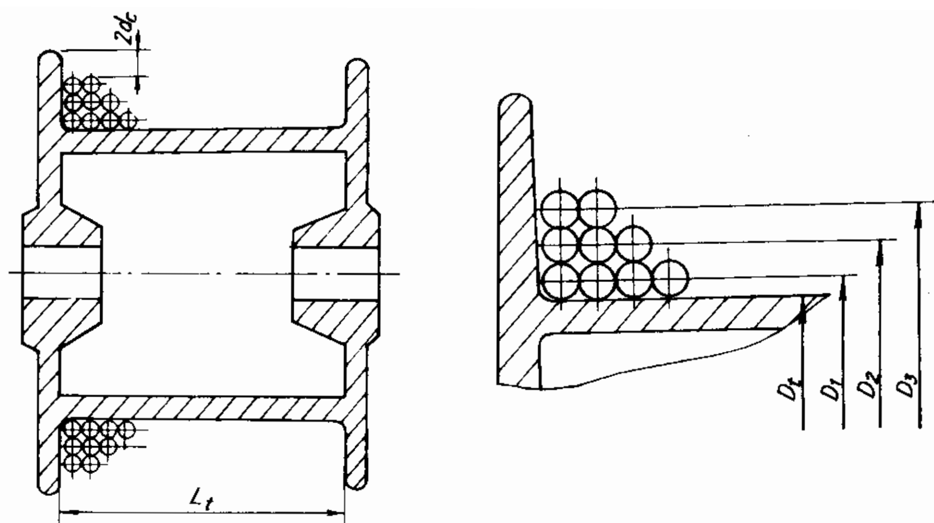
Tang là chi tiết dùng để cuốn cáp, biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và truyền lực dẫn động tới cáp và các bộ phận khác.

a) Phân loại tang

Theo cấu tạo, công dụng và phương pháp chế tạo, tang gồm các loại sau:

- Tang trụ, tang côn và các tang có đường kính thay đổi. Trong máy xây dựng tang trụ được sử dụng phổ biến nhất. Tang côn và tang có đường kính thay đổi thường dùng trong các tời bổ sung cáp với tốc độ cáp thay đổi hoặc dẫn cáp bằng ma sát.

- Tang cuốn một lớp cáp và tang cuốn nhiều lớp cáp, trong đó tang một lớp cáp được dùng nhiều hơn. Khi dung lượng cáp cuốn lên tang rất lớn, để giảm kích thước của tang người ta thường dùng tang nhiều lớp cáp (hình 3.13). Nhược điểm của tang nhiều lớp cáp là cáp chóng mòn vì các lớp cáp phía dưới chịu lực ép lớn do các lớp trên đè lên và giữa các vòng cáp cũng có ma sát. Số lớp cáp thường không vượt quá 6 lớp và tang loại này phải có gờ cao hơn chiều cao của lớp cáp ngoài cùng là $2d_c$ trở lên.

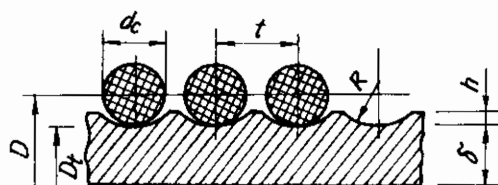


Hình 3.13: Tang nhiều lớp cáp

- Tang trơn và tang có rãnh. Thông thường người ta chế tạo tang trơn để cuốn nhiều lớp cáp và tang có rãnh dùng để cuốn một lớp cáp. Tang có rãnh gồm tang đơn dùng với palăng đơn và tang kép dùng cho palăng kép. Với tang đơn thì rãnh cáp trên tang có hình xoắn ốc hoặc phía phải hoặc phía trái nhưng với tang kép phải có một đoạn xoắn phía phải còn đoạn kia phía trái. Tang có rãnh có nhiều ưu điểm và được sử dụng phổ biến nhất. Rãnh cáp trên tang có tác dụng dẫn cáp cuốn đều lên tang, các vòng cáp không tiếp xúc với nhau và diện tích tiếp xúc giữa cáp và tang lớn làm giảm ứng suất tiếp xúc.

Mặt cắt rãnh cáp là một cung tròn có bán kính $R \approx 0,6d_c$ (hình 3.14). Chiều sâu rãnh cáp h và bước cáp t được quy chuẩn theo hai loại: rãnh sâu có $h \geq 0,5d_c$; rãnh nông có $h \geq 0,3d_c$ với bước cáp t nhỏ hơn so với loại rãnh sâu. Bước cáp thường lấy $t \geq 1,1d_c$ hoặc lấy trong khoảng:

$$t = d_c + (2 \div 3)\ \text{mm}.$$



Hình 3.14: Mặt cắt rãnh cáp của tang

- Tang đúc và tang hàn. Chọn tang đúc hay tang hàn phải dựa vào kích thước tang, quy mô sản xuất và điều kiện chế tạo tang. Tang đúc có trọng lượng lớn, dùng trong sản xuất hàng loạt, giá thành hạ, đúc bằng gang xám hoặc thép đúc. Do yêu cầu công nghệ chế tạo tang đúc mà chiều dày thành tang δ không nhỏ hơn 12 mm và thường được tính sơ bộ theo công thức sau:

gang $\delta = 0,02D_t + (6 \div 10)$ mm,

thép đúc $\delta = 0,01D_t + 3$ mm.

Sau đó kiểm tra bền tang. Tang hàn nhẹ hơn tang đúc 35 ÷ 40%, thường dùng trong sản xuất đơn chiếc với tang có kích thước lớn.

b) Tính toán tang

Đường kính danh nghĩa D của tang là đường kính tính đến tâm lớp cáp thứ nhất và được tính theo điều kiện (3.2) tức $D \geq e.d_c$ hay $D_t \geq (e - 1).d_c$ với D_t là đường kính bề mặt tiếp xúc với cáp của tang.

Chiều dài làm việc của tang đơn một lớp cáp được xác định theo công thức:

$$L_t = Z.t \qquad (3.15)$$

Trong đó:

t - bước cáp;

Z - số vòng cáp cuốn lên tang.

$$Z = \frac{a.H}{\pi.D} + 7,5 \qquad (3.16)$$

Trong đó:

H - chiều cao nâng;

a - bội suất palăng cáp;

a.H - dung lượng cáp của palăng cáp cuốn lên tang;

7,5 vòng cáp được phân phối như sau: 1,5 vòng để giảm tải trọng tác dụng vào đầu kẹp cáp lên tang, 4 vòng để cố định đầu cáp trên tang còn 2 vòng thừa ở đầu tang. Tuy nhiên, tùy từng trường hợp mà số vòng để cố định đầu cáp trên tang và số vòng thừa ít hơn.

Chiều dài làm việc của tang kép (hình 3.15b) được tính theo công thức:

$$L_t = 2(L_1 + L_2) + L_3$$

Trong đó:

$L_1 = 4t$ - dùng để kẹp đầu cáp lên tang;

$L_2 = Z.t = \left(\frac{a.H}{\pi.D} + 1,5\right).t$, với 1,5 vòng cáp để giảm tải trọng trên đầu kẹp cáp;

L_3 - phần tang không tiện rãnh đảm bảo cho góc lệch cáp với puli trong palăng dưới giá trị cho phép theo điều kiện (3.6) khi móc treo ở vị trí cao nhất (cách trục tang một khoảng bằng h_{min} - xem hình 3.15b).

$$L_{3max} = b + 2h_{min}.tg\gamma \ ;$$

$$L_{3min} = b - 2h_{min}.tg\gamma \ .$$

Như vậy chiều dài tang kép một lớp cáp là:

$$L_t = 2\left(\frac{a.H}{\pi.D} + 5,5\right).t + L_3 \qquad (3.17)$$

Đối với tang đơn (hình 3.15a) ta phải đảm bảo khi móc treo ở vị trí cao nhất thì khoảng cách l_R đối với tang có xẻ rãnh sao cho $\alpha_2 \leq 6^o$ và l_t đối với tang trơn sao cho

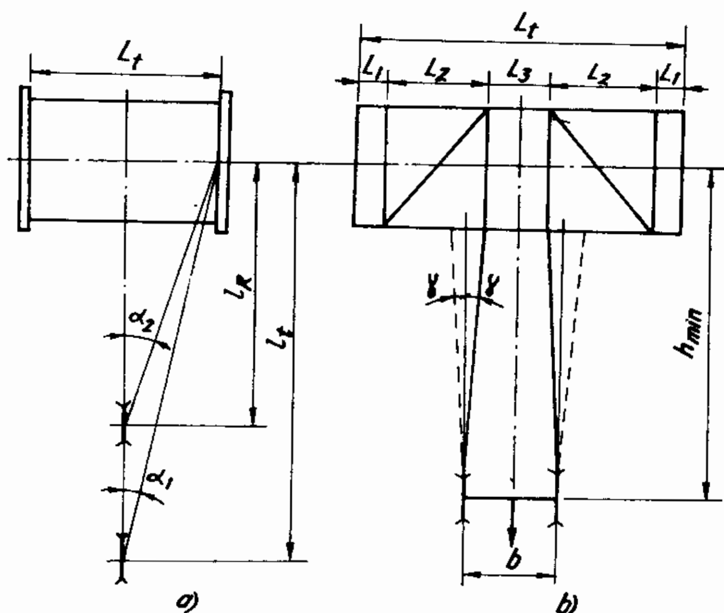
$\alpha_1 \leq 2^o$. Vậy khoảng cách tối thiểu từ trục tang đơn đến trục puli di động trong palăng cáp là:

Tang xẻ rãnh: $l_R = \frac{L_t}{2}.\text{cotg}\,6^o$

Tang trơn: $l_t = \frac{L_t}{2}.\text{cotg}\,2^o$

Chiều dài của tang cuốn nhiều lớp cáp được tính như sau: Nếu tang có đường kính D_t (hình 3.13), cuốn n lớp cáp, mỗi lớp Z vòng thì lượng cáp lớn nhất mà tang có thể cuốn được là:

$$L = \pi.Z.(D_1 + D_2 + ... + D_n)$$



Hình 3.15: *Sơ đồ tính kích thước hình học của tang đơn và tang kép cuốn một lớp cáp*

Trong đó: $D_1 = D_t + d_c$;

$D_2 = D_1 + 2d_c = D_t + 3d_c$;

...

$D_n = D_{n-1} + 2d_c = D_t + (2n - 1)d_c$.

Vậy: $L = \pi.Z.\{n.D_t + [1 + 3 + 5 + ... + (2n - 1)]d_c\}$;

$L = \pi.Z.(n.D_t + n^2.d_c)$.

Mặt khác, dung lượng cáp cần thiết cuốn lên tang khi có chiều cao nâng H và bội suất palăng a là:

$$L_c = a.H + 1{,}5\pi.D_t$$

Số vòng cáp Z (cuốn lên tang n lớp cáp) được rút ra từ đẳng thức $L = L_c$:

$$Z = \frac{a.H + 1{,}5\pi.D_t}{\pi(n.D_t + n^2.d_c)} \tag{3.18}$$

Chiều dài tang cuốn n lớp cáp được tính theo công thức: $L_t = Z.t.\varphi$

$$L_t = \frac{a.H + 1{,}5\pi.D_t}{\pi(n.D_t + n^2.d_c)}.t.\varphi = \frac{L_c.t.\varphi}{\pi(n.D_t + n^2.d_c)} \tag{3.19}$$

Trong đó:

$t = d_c$ - bước cáp đối với tang trơn;

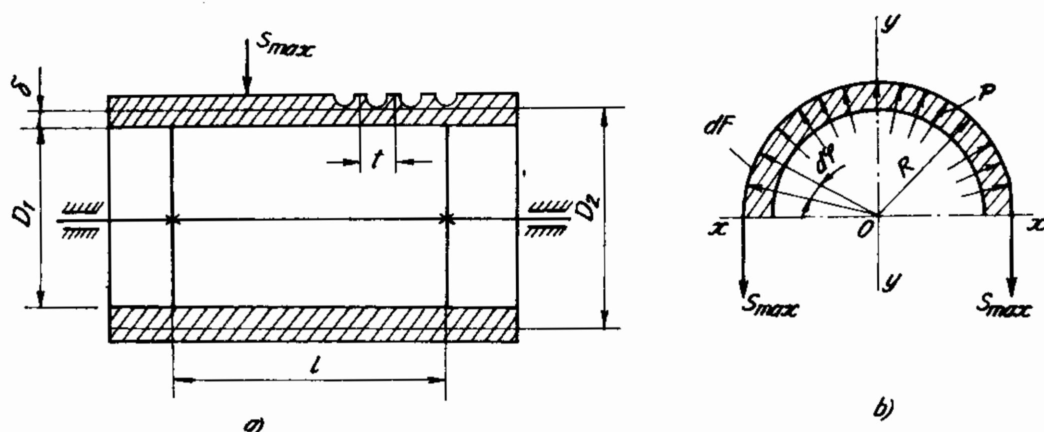
$\varphi = 1{,}1$ - hệ số xếp cáp không đều.

Trong thực tế, số lớp cáp không được vượt quá 6 lớp và hạn chế chiều dài tang $L_t = (2 \div 2{,}5)\ D_t$. Số lớp cáp có thể tham khảo chọn theo kinh nghiệm như sau:

L_c, m	< 50	50 ÷ 125	125 ÷ 200	200 ÷ 350	350 ÷ 550
n	1	2	3	4	5

Trong quá trình làm việc, tang chịu các ứng suất nén, uốn, xoắn trên thành tang.

Ứng suất nén là thành phần ứng suất lớn nhất sinh ra do lực tác dụng của cáp cuốn quanh tang. Để tính ứng suất nén, ta tách một vành tang có độ dài bằng một bước cáp t và xét nó như một vành phẳng (hình 3.16).



Hình 3.16: *Sơ đồ tính ứng suất nén trên thành tang*

Lực căng cáp lớn nhất S_{max} gây ra áp lực phân bố p trên vành tang và giả thiết đó là lực phân bố đều.

Để tính áp lực p, tách một phân tố diện tích dF trên vành tang, $dF = t.R.d\varphi$ ứng với lực tác dụng lên phân tố dF là:

$$dS = p.dF = p.t.R.d\varphi$$

Lập phương trình cân bằng cho cáp theo trục y-y:

$$2S_{max} = 2\int_{o}^{\pi/2} p.t.R.\cos\varphi.d\varphi = 2R.t.p \quad ;$$

$$2S_{max} = D_2.t.p \quad ;$$

Vậy:
$$p = \frac{2S_{max}}{D_2.t} \quad (3.20)$$

Để tính ứng suất của thành tang do p gây nên, coi tang như một ống dày và áp dụng kết quả bài toán Lame trong sức bền vật liệu với trường hợp ống dày chỉ chịu áp lực nén p từ phía ngoài:

Ứng suất điểm trong cùng: $\sigma_{tr} = -2p.\dfrac{D_2^2}{D_2^2 - D_1^2}$

Ứng suất điểm ngoài cùng: $\sigma_{ng} = -p.\dfrac{D_2^2 + D_1^2}{D_2^2 - D_1^2}$

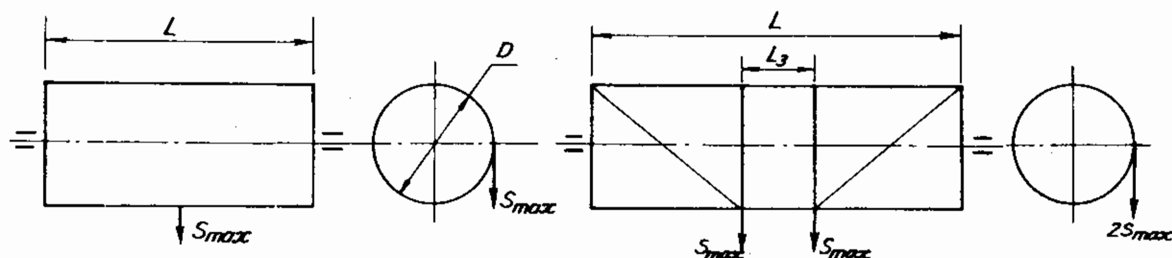
Như vậy thành tang dưới tác dụng của p chịu ứng suất nén và ứng suất nén điểm trong cùng σ_{tr} là lớn nhất. Thay giá trị của p từ (3.20) và $D_1 = D_2 - 2\delta$ vào công thức tính σ_{tr} ta có:

$$\sigma_{tr} = \sigma_n^{max} = \frac{S_{max}}{\left(1 - \dfrac{\delta}{D_2}\right).\delta.t} \quad (3.21)$$

Trong nhiều trường hợp vì δ/D_2 rất nhỏ nên ta có thể lấy giá trị ứng suất nén lớn nhất theo công thức sau:

$$\sigma_n^{max} = \frac{S_{max}}{\delta.t} \quad (3.22)$$

Các mômen uốn và xoắn lớn nhất được xác định theo công thức sau (hình 3.17):



Hình 3.17: *Sơ đồ tính mômen uốn và xoắn*

Đối với tang đơn:

$$M_u^{max} = \frac{L.S_{max}}{4}, \qquad M_x = S_{max}.\frac{D}{2}$$

Đối với tang kép:

$$M_u^{max} = \frac{S_{max}(L - L_3)}{2}, \qquad M_x = D.S_{max}$$

Vậy ứng suất uốn và xoắn trong tang là:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}, \qquad \tau_x = \frac{M_x}{W_x}$$

Trong đó: W_u, W_x - mômen chống uốn và chống xoắn của mặt cắt tang. Với đường kính trong và ngoài của tang là D_1 và D_2 (hình 3.16) ta có:

$$W_u = 0,1\frac{D_2^4 - D_1^4}{D_2},$$

$$W_x = 2W_u.$$

Như trên đã trình bày, tang đúc có chiều dày thành tang không nhỏ hơn 12mm và được chọn sơ bộ theo công thức kinh nghiệm, sau đó tiến hành kiểm tra bền.

Đối với tang một lớp cáp, loại có chiều dài tang không lớn hơn 3 lần đường kính của nó ($L_t \leq 3D_t$) thì thành phần ứng suất uốn và xoắn rất nhỏ, chỉ bằng khoảng 10 ÷ 15% ứng suất nén. Trường hợp này người ta cho phép kiểm tra bền thành tang theo ứng suất nén còn ứng suất uốn và xoắn được tính đến bằng cách tăng hệ số an toàn bền khi tính ứng suất nén cho phép.

$$\sigma_n = \frac{S_{max}}{\left(1 - \frac{\delta}{D_t}\right).\delta.t} \leq [\sigma]_n \qquad (3.23)$$

Hệ số an toàn bền để tính ứng suất nén cho phép $[\sigma]_n$ lấy bằng 1,4 ÷ 1,5 đối với tang bằng thép và 4 ÷ 4,25 đối với tang bằng gang.

Ứng suất pháp do mômen uốn và xoắn gây ra có thể tính theo công thức:

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_u^2 + (0,75M_x)^2}}{W_u}$$

Đối với tang một lớp cáp có chiều dài lớn $L_t > 3D_t$ thì phải tính thành tang chịu ứng suất phức tạp: nén, uốn và xoắn. Trước tiên ta kiểm tra sơ bộ thành tang theo ứng suất nén bằng điều kiện (3.23), sau đó có thể dùng thuyết bền Mo để kiểm tra vì thuyết bền Mo áp dụng được cho các loại vật liệu giòn, dẻo (gang, thép).

Tách một phân tố trên thành tang, phân tố này có những ứng suất sau: các ứng suất pháp σ_u và σ_n trong đó ứng suất uốn σ_u hướng theo trục tang ; ứng suất nén σ_n hướng

theo phương vuông góc với bán kính tang đi qua phân tố đã tách và vuông góc với σ_u; ứng suất tiếp τ_x do mômen xoắn M_x. Như vậy đây là trạng thái ứng suất phẳng và để kiểm tra theo thuyết bền Mo ta đưa phân tố đã tách về trạng thái căng chính (chỉ có ứng suất pháp, còn ứng suất tiếp bằng không). Các ứng suất chính của trạng thái căng chính được tính theo công thức:

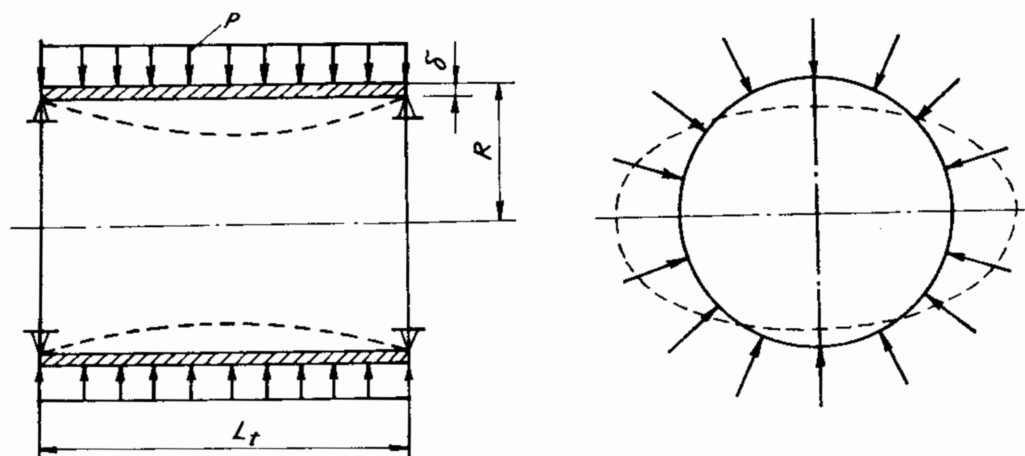
$$\sigma_1 = \frac{1}{2}\left[\sigma_u - \sigma_n + \sqrt{(\sigma_u + \sigma_n)^2 + 4\tau_x^2}\right] ;$$

$$\sigma_3 = \frac{1}{2}\left[\sigma_u - \sigma_n - \sqrt{(\sigma_u + \sigma_n)^2 + 4\tau_x^2}\right] . \qquad (3.24)$$

Ứng suất tương đương được kiểm tra theo thuyết bền Mo như sau:

$$\sigma_{td} = \sigma_1 - \alpha.\sigma_3 \leq [\sigma]_k \qquad (3.25)$$

Trong đó: $\alpha = [\sigma]_k/[\sigma]_n$ với $[\sigma]_k$ và $[\sigma]_n$ là ứng suất cho phép theo kéo và nén của vật liệu tang. Đối với vật liệu dẻo $\alpha = 1$.



Hình 3.18: Sơ đồ tính ổn định tang

Đối với các tang có chiều dài và đường kính lớn (chiều dài tang trên 1m và đường kính trên 1,2 m) thì chiều dày thành tang tương đối mỏng so với kích thước tổng thể của tang và được coi là loại tang có vỏ mỏng. Dưới tác dụng của áp lực ngoài p, có thể tang đủ bền song tang vẫn hỏng do mất ổn định (hình 3.18).

Tang được kiểm tra ổn định theo công thức sau:

$$p = \frac{2S_{max}}{D_t.t} = \frac{S_{max}}{R.t} \leq \frac{p_{th}}{k_{od}} \qquad (3.26)$$

Trong đó:

$k_{od} = 1,3 \div 1,5$ - hệ số an toàn ổn định;

p_{th} - áp lực nén tới hạn, N/cm^2, được tính theo công thức sau:

$$p_{th} = A\left(\frac{\delta}{R}\right)^3$$

Hệ số A phụ thuộc vào vật liệu tang, đối với thép có thể lấy A = 525.000, đối với gang A = 250.000 ÷ 325.000. Công thức chung để tính A là:

$$A = \frac{E}{4(1-\mu^2)}$$

Trong đó:

E - môđun đàn hồi, N/cm^2;

μ - hệ số Poatxông.

Trường hợp tang không đảm bảo độ ổn định thì phải tính lại kích thước tang hoặc gia cố thêm các gân tăng cứng.

Khi tính sức bền của tang một lớp cáp ta đã giả thiết là lực nén của cáp lên tang được phân bố đều theo chiều dài và không xét tới ảnh hưởng do biến dạng của cáp và tang khi chịu lực vì ảnh hưởng đó không lớn. Nhưng trong tang nhiều lớp cáp, nếu không kể đến ảnh hưởng đó sẽ phạm phải sai số tính toán lớn và tang sẽ rất dày vì thực tế lớp cáp trên đè lên các lớp cáp dưới gây biến dạng các lớp cáp dưới và phần còn lại của tải trọng hướng kính mới có tác dụng nén thành tang. Như vậy khi số lớp cáp tăng thì áp lực hướng kính đặt lên vành tang cũng tăng nhưng không tăng tỉ lệ thuận với số lớp cáp. Quan hệ giữa nội lực và biến dạng ở đây rất phức tạp và các tác giả đã đưa ra nhiều cách tính. Ta chọn cách tính đơn giản bằng cách thêm hệ số A_n kể đến mức độ tăng của ứng suất nén khi tang cuốn n lớp cáp. Vì tang nhiều lớp cáp thường có chiều dài $L_t \le (2 \div 2{,}5)D_t$ nên ứng suất uốn và xoắn nhỏ. Ta kiểm tra bền tang theo ứng suất nén:

$$\sigma_n = A_n.\frac{S_{max}}{\left(1-\dfrac{\delta}{D_t}\right).\delta.t} \le [\sigma]_n \qquad (3.27)$$

Trong đó:

n = 1 (tang cuốn một lớp cáp) ta có $A_1 = 1$;

n = 2 $$A_2 = 1 + \frac{1}{1+\lambda};$$

n = 3 $$A_3 = 1 + \frac{2+3\lambda}{(1+\lambda)(1+2\lambda)};$$

n = 4 $$A_4 = 1 + \frac{3+12\lambda+11\lambda^2}{(1+\lambda)(1+2\lambda)(1+3\lambda)};$$

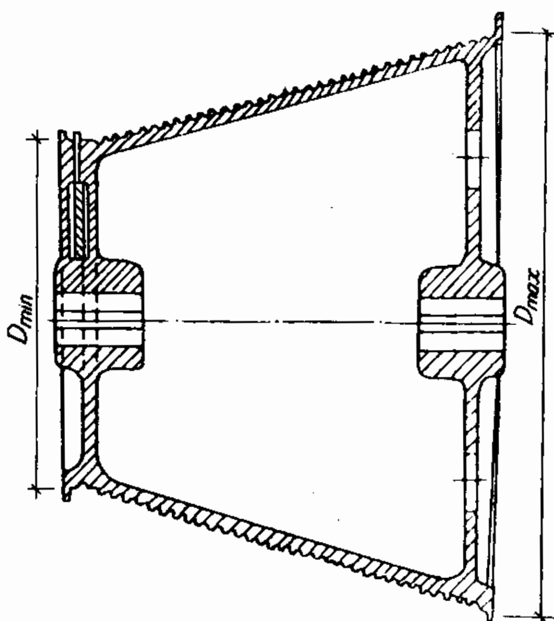
n = 5 $$A_5 = 1 + \frac{4+30\lambda+70\lambda^2+50\lambda^3}{(1+\lambda)(1+2\lambda)(1+3\lambda)(1+4\lambda)};$$

Hệ số $\lambda = \frac{E_c.F_c}{E_t.F_t}$ với E_c, E_t là môđun đàn hồi của vật liệu cáp và tang; F_c, F_t là diện tích mặt cắt của cáp và tang. Đối với cáp thép có thể lấy $E_c = (8.10^6 \div 10.10^6)$ N/cm^2.

Trong các phép tính thực tế, có thể lấy các hệ số A_n như sau: $A_2 = 1,2$; $A_3 = 1,43$; $A_4 = 2$; $A_5 = 2,85$.

Thường thì từ 5 lớp cáp trở lên người ta lấy $A_n = A_5$ vì các lớp cáp thứ 6 trở lên không gây thêm áp lực hướng kính lên thành tang do biến dạng của các lớp cáp trong.

Ngoài tang trụ, có thể dùng tang côn trong trường hợp lực căng cáp cuốn lên tang thay đổi trong một khoảng lớn (hình 3.19). Ví dụ tang trong cơ cấu nâng cần của cần trục. Khi cần ở vị trí thấp nhất, cáp có lực căng lớn nhất cuốn lên tang ứng với đường kính nhỏ nhất D_{min}. Trong quá trình nâng cần, lực căng cáp giảm dần cuốn lên tang côn với đường kính tăng dần đến D_{max} ứng với vị trí cao nhất của cần có lực căng cáp nhỏ nhất. Như vậy trong quá trình nâng hạ cần bằng tang côn, trên trục tang có mômen xoắn gần như không đổi. Đường kính nhỏ nhất D_{min} của tang côn được tính từ điều kiện (3.2) theo bán kính uốn cong cáp còn đường kính lớn nhất D_{max} được tính từ điều kiện mômen xoắn trên trục tang không đổi:



Hình 3.19: Tang côn

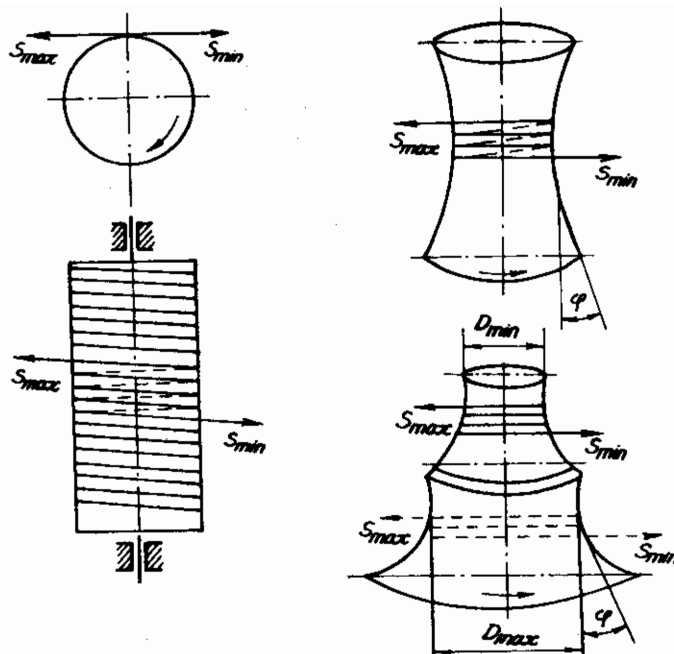
$$D_{max}.S_{min} = D_{min}.S_{max}$$

3.1.4. Tang và puli ma sát

a) Tang ma sát

Trong những trường hợp cần dịch chuyển tải trọng trên một khoảng cách lớn như để di chuyển xe con thay đổi tầm với của cần trục tháp, di chuyển xe con cổng trục, dẫn động đường cáp treo và cần trục cáp v.v... người ta thường dùng tang ma sát vì với tang cuốn cáp máy sẽ rất cồng kềnh do dung lượng cáp cuốn lên tang lớn. Đặc điểm của tang ma sát là không cố định đầu cáp trên tang mà cuốn lên tang một số vòng, khi tang quay thì một nhánh cáp cuốn vào với lực căng $S_c = S_{max}$ và nhánh kia nhả ra với lực căng $S_n = S_{min}$. Tang truyền chuyển động nhờ ma sát giữa cáp và tang. Tang ma sát gồm loại hình trụ và loại có đường kính thay đổi (hình 3.20).

Khả năng kéo cần thiết của tang ma sát U để dịch chuyển tải trọng được tính từ lực cản dịch chuyển tải trọng và các điều kiện làm việc với hệ số an toàn cần thiết. Lực căng cáp nhỏ nhất S_{min} trên nhánh nhả được tính từ điều kiện lực căng ban đầu để truyền



Hình 3.20: Tang ma sát

lực bằng ma sát hoặc từ điều kiện độ võng cho phép của cáp. Vậy lực căng cáp lớn nhất S_{max} trên nhánh cuốn cần thiết để dịch chuyển tải trọng là:

$$S_{max} = U + S_{min}$$

Số vòng cáp cần thiết cuốn lên tang ma sát được tính từ điều kiện cáp không bị trượt trên tang theo công thức Ơle:

$$S_{max} = S_{min}.e^{f.2\pi n} \qquad (3.28)$$

Trong đó:

f - hệ số ma sát giữa cáp và tang.

Vậy:
$$n = \frac{lgS_{max} - lgS_{min}}{2\pi.f.lge} \qquad (3.29)$$

Tang ma sát hình trụ thường được xẻ rãnh cáp theo hình xoắn ốc. Để tăng hệ số ma sát, ngoài rãnh tròn có thể làm các rãnh cáp đặc biệt khác. Tuy nhiên, với các rãnh cáp này tuổi thọ của cáp giảm.

Chiều dài của tang ma sát hình trụ được tính theo công thức:

$$L_t = \frac{l.t}{\pi D} + (n + 4).t \qquad (3.30)$$

Trong đó:

l - chiều dài vận chuyển tải trọng;

t - bước cáp;

D - đường kính tang tính đến tâm cáp;

4t - các vòng thừa ở hai đầu tang.

Vì cáp di chuyển dọc theo trục tang trong quá trình làm việc nên với chiều dài vận chuyển lớn, chiều dài tang rất lớn. Khi đó có thể dùng tang ma sát có đường kính thay đổi. Khi cáp di chuyển theo chiều trục tang, nó sẽ bị trượt về vị trí cũ và vì thế tang rất gọn song cáp sẽ rất chóng mòn. Điều kiện để cáp có thể trượt về vị trí cũ là góc nghiêng thay đổi đường kính φ phải lớn hơn góc ma sát ρ giữa tang và cáp:

$$tg\varphi > f = tg\rho \text{ hay } \varphi > \rho$$

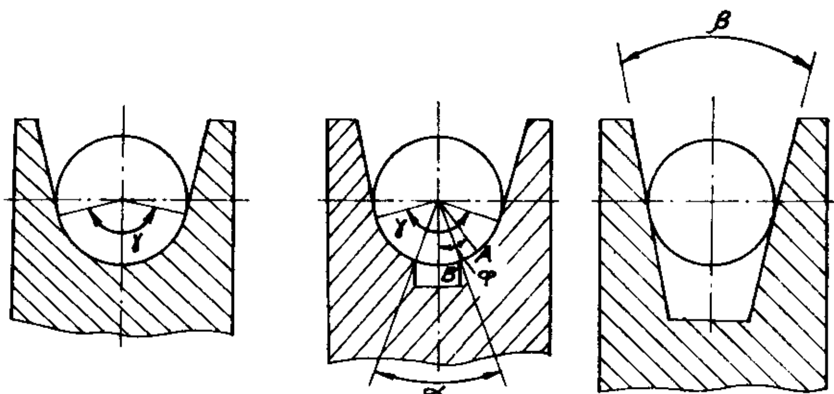
Để có được hai tốc độ người ta dùng tang ma sát có đường kính thay đổi với hai bậc khác nhau (hình 3.20). Các đường kính D_{max} và D_{min} của loại tang này xác định từ các tốc độ cho trước v_{max} và v_{min}. Để thay cáp được tiện lợi và do tang ngắn, tang ma sát có đường kính thay đổi thường được lắp công xôn với trục dẫn động nó.

Để tăng lực bám giữa cáp và tang, có thể làm các gân nhỏ trên bề mặt tang dọc theo trục tang.

b) Puli ma sát

Puli dẫn cáp bằng ma sát (gọi tắt là puli ma sát) được dùng phổ biến trong thang máy, đường cáp treo và cần trục cáp. Khả năng kéo của puli ma sát được tính như đối với tang ma sát - theo công thức Ơle, song góc ôm của cáp lên mỗi puli thường không vượt quá 3π/2 ngoại trừ trường hợp dùng puli phụ và cáp vòng qua puli ma sát nhiều lần trên các rãnh cáp riêng biệt nhờ puli phụ. Khác với tang ma sát, puli ma sát có các rãnh cáp riêng biệt mà không theo hình xoắn ốc. Số rãnh cáp trên puli ma sát tùy thuộc vào số sợi cáp dẫn động trong máy và cách mắc cáp. Đối với puli ma sát, một sợi cáp có thể cuốn nối tiếp lên nhiều puli ma sát dẫn động đồng thời để tăng góc ôm. Puli ma sát dùng trong thang máy thường có góc ôm bằng π với số rãnh cáp không nhỏ hơn 3 tùy theo loại thang máy. Một số puli ma sát có rãnh cáp phủ chất dẻo để tăng ma sát. Rãnh puli và cáp có cùng độ cứng sẽ đảm bảo độ mòn ít nhất đối với cả cáp và rãnh puli. Đường kính puli ma sát cũng được tính từ điều kiện (3.2) với hệ số e lấy tùy theo loại máy và điều kiện làm việc.

Hình dạng mặt cắt rãnh cáp trên puli ma sát có ảnh hưởng lớn đến khả năng kéo và tuổi thọ của nó. Có 3 loại rãnh cáp: rãnh tròn, rãnh tròn có xẻ dưới và rãnh hình thang (hình 3.21).



Hình 3.21: *Các loại rãnh cáp của puli ma sát*

Đối với puli ma sát, hệ số ma sát trong công thức Ơle là hệ số ma sát tính toán f_t, nó lớn hơn hệ số ma sát giữa vật liệu cáp với rãnh puli f và phụ thuộc vào dạng rãnh cáp.

$$S_{max} = S_{min}.e^{f_t.\theta}$$

Trong đó: θ - góc ôm của cáp lên puli ma sát.

Hệ số ma sát tính toán của rãnh tròn có xẻ dưới (hình 3.21) được xác định theo công thức sau:

$$f_t = f.\frac{4\left(\sin\frac{\gamma}{2} - \sin\frac{\alpha}{2}\right)}{\gamma - \alpha + \sin\gamma - \sin\alpha} \quad (3.31)$$

Rãnh cáp tròn có hoặc không xẻ dưới thường được tính với góc tiếp xúc giữa cáp và rãnh $\gamma = \pi$ và đây cũng là trường hợp khi rãnh cáp bị mòn.

Vậy hệ số ma sát tính toán của rãnh tròn có xẻ dưới là ($\gamma = \pi$).

$$f_t = f.\frac{4\left(1 - \sin\frac{\alpha}{2}\right)}{\pi - \alpha - \sin\alpha} \quad (3.32)$$

Hệ số ma sát tính toán của rãnh tròn là trường hợp trên với $\alpha = 0$:

$$f_t = f.\frac{4}{\pi} \quad (3.33)$$

Đối với rãnh hình thang, hệ số ma sát tính toán được xác định theo công thức:

$$f_t = f.\frac{1}{\sin\frac{\beta}{2}} \quad (3.34)$$

Trong đó: góc nghiêng β của hai thành bên rãnh cáp phải thỏa mãn điều kiện $\beta > 2\rho$, với ρ là góc ma sát giữa vật liệu cáp và rãnh puli để cáp không bị kẹt trong rãnh puli.

Ngoài việc phải đảm bảo có hệ số ma sát tính toán cao, rãnh cáp của puli ma sát phải được kiểm tra theo ứng suất dập giữa cáp và rãnh puli.

Ứng suất dập của rãnh tròn có xẻ dưới tại điểm A (hình 3.21) được tính theo công thức sau:

$$p = \frac{S}{D.d_c}.\frac{8\cos\varphi}{\gamma - \alpha + \sin\gamma - \sin\alpha}$$

Trong đó:

S - lực căng cáp lớn nhất;

D, d_c - đường kính puli tính đến tâm cáp và đường kính cáp;

φ - góc xác định vị trí điểm tính ứng suất dập (điểm A) trên bề mặt tiếp xúc.

Ứng suất dập lớn nhất là tại điểm B ($\varphi = \alpha/2$):

$$p_{max} = \frac{S}{D.d_c} \cdot \frac{8\cos\frac{\alpha}{2}}{\gamma - \alpha + \sin\gamma - \sin\alpha}$$

Đối với rãnh cáp tròn có xẻ dưới và $\gamma = \pi$ ta có:

$$p_{max} = \frac{S}{D.d_c} \cdot \frac{8\cos\frac{\alpha}{2}}{\pi - \alpha - \sin\alpha} \quad (3.35)$$

Rãnh cáp tròn không xẻ dưới là trường hợp có $\alpha = 0$ và ứng suất dập lớn nhất là:

$$p_{max} = \frac{S}{D.d_c} \cdot \frac{8}{\pi} \quad (3.36)$$

Từ công thức (3.32) và (3.35) ta thấy loại rãnh cáp tròn có xẻ dưới có hệ số ma sát tính toán càng lớn khi góc α càng lớn song ứng suất dập cũng tăng làm cáp và rãnh cáp chóng mòn.

Từ các công thức (3.32) ÷ (3.36) ta thấy puli ma sát có hệ số ma sát tính toán tăng dần với các rãnh cáp tròn, rãnh cáp tròn có xẻ dưới, rãnh cáp hình thang. Mặt khác ứng suất dập cũng tăng dần tức tuổi thọ của cáp và puli giảm dần theo thứ tự các rãnh cáp trên.

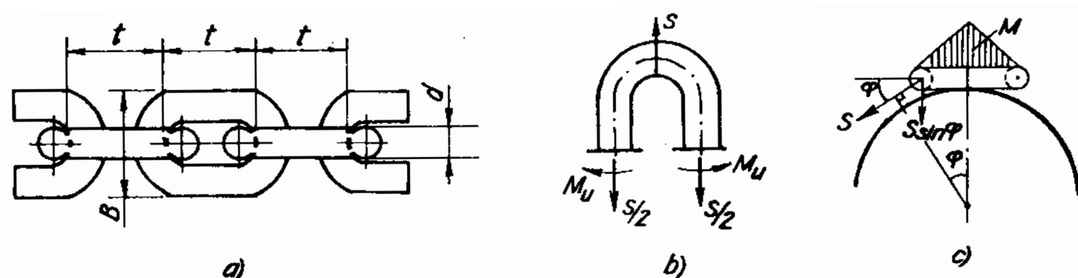
§3.2. XÍCH

3.2.1. Xích hàn

Xích hàn có công dụng giống như cáp thép được dùng chủ yếu trong các máy dẫn động bằng tay như palăng xích, tời nâng, tời kéo... và dùng để chằng, buộc hàng. Đôi khi xích hàn cũng được sử dụng trong các cơ cấu dẫn động máy với tốc độ thấp.

Xích hàn gồm những mắt xích hình ôvan chế tạo bằng cách dùng thép tròn uốn cong lại rồi hàn bằng phương pháp hàn rèn hay hàn điện. Các mắt xích nằm trong hai mặt phẳng vuông góc với nhau để đảm bảo độ uốn cong của xích theo mọi phương. Để đảm bảo dễ hàn và chắc chắn, người ta dùng thép ít cacbon như CT2, CT3, thép 10 chứa ít lưu huỳnh và phôtpho, có giới hạn bền kéo từ 370 đến 450 N/mm^2. Các sợi thép làm mắt xích phải cắt vát ở các đầu một góc 45^o rồi hàn lại để mặt phẳng mối hàn không vuông góc với trục của sợi thép. Để khử các ứng suất dư trong các mắt xích do hàn, xích sau khi hàn các mắt xích được đem đi ủ. Các kích thước chính của xích hàn là: bước xích t, đường kính sợi thép d và chiều rộng mắt xích B (hình 3.22a). Xích sau khi chế tạo xong phải được thử tải với tải trọng bằng một nửa lực kéo đứt xích và với lực này các mắt xích không bị biến dạng.

Theo tỉ lệ giữa chiều dài bước xích và đường kính sợi thép, xích hàn có hai loại: xích hàn với bước xích ngắn ($t < 3d$) và xích hàn với bước xích dài ($t > 3d$).



Hình 3.22: Xích hàn

Theo dung sai chế tạo các kích thước t và B, xích hàn có hai loại: xích thường và xích chính xác.

Xích thường có độ chính xác chế tạo của bước xích ±10% và thường chỉ dùng trong cơ cấu dẫn động với tang trơn hoặc dùng để buộc hàng.

Xích chính xác có sai số bước xích nhỏ hơn ±3% với các mắt xích sau khi hàn được nắn lại bằng khuôn. Tải trọng cho phép của loại xích này cũng nhỏ hơn so với xích thường cùng loại (hệ số an toàn bền cao hơn) để giảm độ mòn và biến dạng. Xích chính xác thường dùng trong cơ cấu nâng vật dẫn động bằng đĩa xích cần ăn khớp với đĩa xích êm và chính xác, do đó máy cũng nhỏ gọn hơn (đường kính tang thường lớn gấp đôi đường kính đĩa xích). Xích hàn có nhược điểm là trọng lượng lớn (so với cáp thép), chịu lực va đập kém, chóng mòn và dễ bị đứt đột ngột do đó phải hạn chế tốc độ chuyển động của xích hàn. Tuy nhiên, xích hàn có thể uốn được theo mọi phương, có thể dùng với các tang, đĩa xích có đường kính nhỏ làm máy gọn hơn. Xích hàn đơn giản về kết cấu, dễ chế tạo và rẻ tiền.

Khi tính toán xích một cách chính xác, ta coi mắt xích như một dầm siêu tĩnh với các ứng suất sinh ra trong tiết diện mắt xích là: ứng suất kéo do lực kéo S và ứng suất uốn do mômen uốn M_u trong mặt phẳng của mắt xích (hình 3.22b), ứng suất uốn phụ khi xích vòng qua tang hoặc đĩa xích bị động với mômen uốn $M = S.\sin\varphi.\frac{t+d}{2}$ (hình 3.22c). Để giảm ứng suất uốn phụ, người ta thường chỉ dùng xích hàn với bước xích ngắn. Ngoài ra còn có các ứng suất dập tại chỗ tiếp xúc giữa các mắt xích. Cách tính toán theo phân tích trên rất phức tạp và không đưa lại kết quả chính xác. Vì vậy người ta quy định cách tính chọn xích tương tự như đối với cáp thép:

$$S_{max}.n \le S_đ \qquad (3.37)$$

Trong đó:

S_{max} - lực căng xích lớn nhất;

$S_đ$ - tải trọng phá hỏng xích;

n - hệ số an toàn bền của xích tùy thuộc vào loại máy và điều kiện làm việc (bảng 3.2).

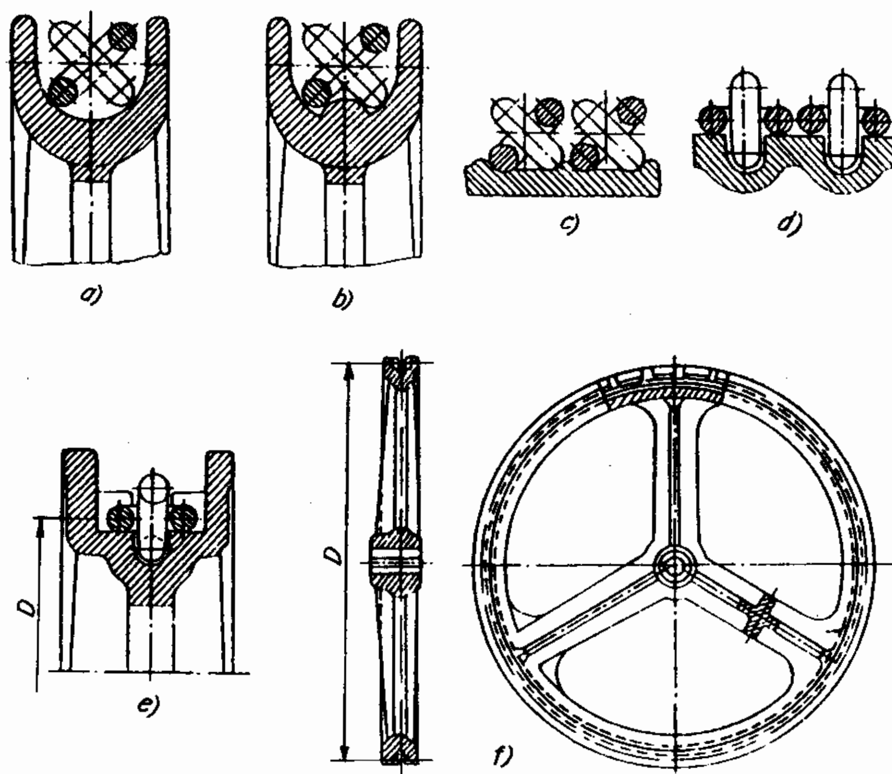
Bảng 3.2. Hệ số an toàn của xích hàn

Điều kiện làm việc	Dẫn động tay	Dẫn động máy
Làm việc trên tang trơn	3	6
Làm việc trên đĩa xích	4,5	8
Dùng để chằng, buộc hàng	6	6

Trong thực tế sử dụng, xích hàn có một số mắt xích mới sửa hoặc xích không rõ lai lịch và tải trọng đều phải được thử tải và tra bảng để so sánh với các xích tiêu chuẩn có cùng kích thước. Độ mòn cho phép của các mắt xích hàn không quá 10%.

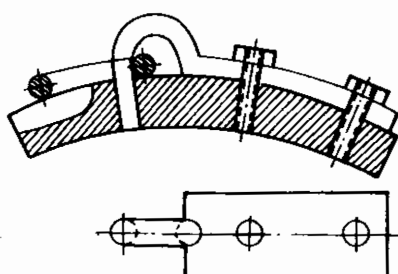
Trong cơ cấu máy, xích hàn được cuốn lên tang hoặc vòng qua các đĩa xích chủ động và bị động. Tang và các đĩa xích được chế tạo từ gang xám hoặc thép đúc. Đường kính tang hoặc đĩa xích không quá bé để hạn chế ứng suất uốn phụ ($D \geq 20d$ với dẫn động bằng tay và $D \geq 30d$ với dẫn động bằng máy).

Đĩa xích bị động mặt trơn có hình dạng như ở hình 3.23a. Loại này, thường dùng cho xích hàn loại thường với bước xích ngắn để đổi hướng xích trong cơ cấu. Các mắt xích hàn trên rãnh đĩa xích với góc nghiêng 45°. Loại này có nhược điểm là xích hàn dễ bị trượt trên mặt đĩa xích, do đó để hạn chế sự trượt của xích, người ta làm gờ tròn lồi ở giữa rãnh đĩa xích như trên hình 3.23b.



Hình 3.23: Tang và đĩa xích dùng cho xích hàn

Tang dẫn động dùng để cuốn xích hàn loại thường với bước xích ngắn gồm hai loại: loại mặt tang có gờ tròn lồi hình xoắn ốc, các mắt xích cuốn trên tang có góc nghiêng 45° so với mặt tang (hình 3.23c) và loại mặt tang có rãnh sâu hình xoắn ốc, các mắt xích chẵn tì lên mặt tang còn các mắt xích lẻ nằm trong mặt phẳng rãnh tang (hình 3.23d). Cố định đầu xích hàn trên tang nhờ mắt xích cuối có kết cấu và vị trí trên tang như ở hình 3.24.



Hình 3.24: Cố định đầu xích hàn trên tang

Đĩa xích chủ động dùng để dẫn động xích hàn loại chính xác có bước xích ngắn (hình 3.23e). Khi vòng qua đĩa xích chủ động, xích hàn có các mắt xích chẵn nằm trong mặt phẳng tựa còn các mắt xích lẻ nằm trong mặt phẳng thẳng đứng của rãnh đĩa xích. Các mắt xích nằm ngang trên mặt phẳng tựa có các hốc với thành cao có hình dạng như mắt xích làm các mắt xích nằm ngang lọt vào trong các hốc đó. Như vậy đĩa xích chủ động có hình đa giác đều, mỗi cạnh của đa giác đều bằng chiều dài của mắt xích. Nhờ có kết cấu như vậy mà khi làm việc, xích không bị trượt, mặt khác các mắt xích nằm ngang tựa trên mặt phẳng của các hốc nên chúng không chịu mômen uốn phụ như đối với tang và do đó có thể dùng đĩa xích có đường kính nhỏ.

Đường kính của đĩa xích chủ động được xác định theo công thức (hình 3.23e):

$$D = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin\frac{90^\circ}{Z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\frac{90^\circ}{Z}}\right)^2} \qquad (3.38)$$

Trong đó:

t, d - bước xích và đường kính sợi thép mắt xích;

Z - số răng (hốc) của đĩa xích (Z = 5 ÷ 6).

Trường hợp đĩa xích có Z > 6 và xích hàn có d ≤ 16 mm thì số hạng $\frac{d}{\cos\frac{90^\circ}{Z}}$ rất bé và có thể bỏ qua. Khi đó đường kính đĩa xích chủ động tính theo công thức:

$$D = \frac{t}{\sin\frac{90^\circ}{Z}} \qquad (3.39)$$

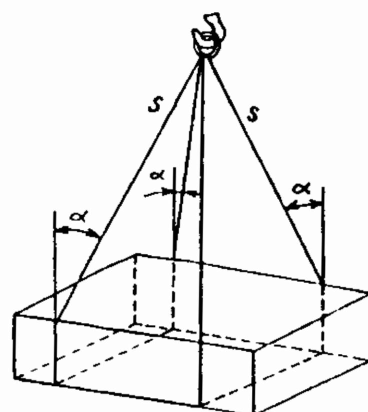
Trong các máy nâng dẫn động bằng tay thường dùng đĩa xích kéo như ở hình 3.23f (ví dụ trong palăng xích) với xích hàn loại chính xác. Hình dạng mặt cắt đĩa xích kéo cũng giống như mặt cắt đĩa xích chủ động.

Đối với xích hàn loại chính xác có bước xích ngắn, đĩa xích bị động thường dùng loại có rãnh sâu ở giữa để chứa các mắt xích thẳng đứng. Mặt phẳng tì cho các mắt

xích nằm ngang có thể là mặt trụ với các gờ ngang để xích khỏi trượt. Các gờ này có hình côn với góc côn $2^o \div 14^o$ để tránh tải trọng va đập.

Cũng như cáp thép, xích hàn thường được dùng để buộc, treo vật nâng. Khi chọn xích và cáp buộc, lực căng lớn nhất trong xích được xác định có tính đến góc nghiêng α của nó với phương thẳng đứng (hình 3.25). Góc nghiêng α càng lớn thì lực căng xích S càng lớn. Nếu trọng lượng vật nâng là Q được treo bằng Z nhánh xích chằng cân nhau thì lực căng xích là:

$$S = \frac{Q}{Z.\cos\alpha}$$



Hình 3.25: Sơ đồ tính lực căng xích buộc hàng

3.2.2. Xích bản lề

Xích bản lề (còn gọi là xích tấm) gồm các dãy má xích nối với nhau bằng các chốt xích. Bên ngoài chốt xích có thể lắp các ống bao hoặc con lăn gọi là xích ống hoặc xích ống - con lăn. Theo công dụng, xích bản lề gồm ba loại:

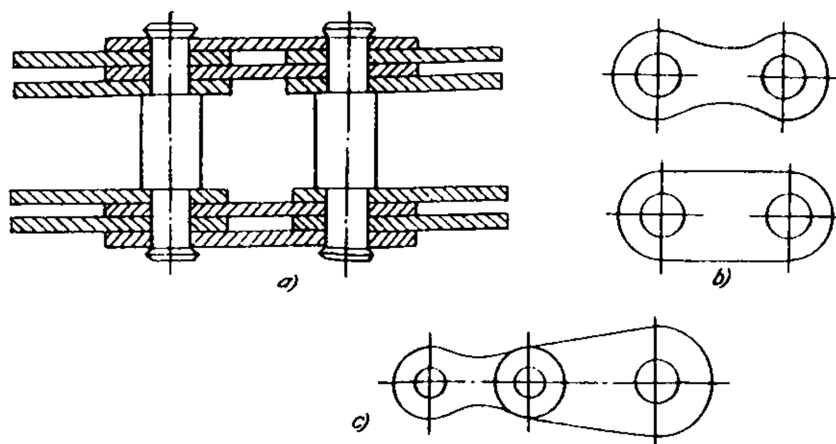
- Xích dẫn động: dùng để truyền năng lượng từ trục chủ động đến trục bị động trong các cơ cấu dẫn động của tất cả các loại máy xây dựng có truyền động xích. Trong máy xây dựng, các loại xích dẫn động phổ biến là xích ống, xích ống con lăn và xích răng. Cấu tạo, các thông số cơ bản của các loại xích này và tính toán truyền động xích được giới thiệu trong giáo trình "Chi tiết máy".

- Xích kéo: là loại xích dùng làm bộ phận kéo trong các loại máy vận chuyển liên tục như xích tải tấm, xích tải treo, gầu tải, thang cuốn v. v... Đặc điểm của xích kéo là chúng có bước xích dài, chốt xích có lắp ống bao, con lăn hoặc bánh xe chạy trên dẫn hướng dọc theo đường vận chuyển để xích không bị võng khi mang tải. Trên má xích ngoài có chi tiết để kẹp bộ phận mang tải của máy vận chuyển. Cấu tạo và thông số cơ bản của xích kéo được giới thiệu trong giáo trình "Máy vận chuyển liên tục".

- Xích mang tải: là loại xích có công dụng như cáp thép và được sử dụng chủ yếu trong các loại máy nâng như palăng, máy xếp dỡ, thang nâng v.v... Trong mục này chỉ giới thiệu xích bản lề dùng để mang tải trong máy nâng và gọi chung là "xích bản lề" (hình 3.26a). Các chi tiết của xích được chế tạo từ thép 40, 45 và 50 với giới hạn bền kéo $570 \div 600$ N/mm^2 và tùy từng trường hợp mà có chế độ nhiệt luyện khác nhau. Xích bản lề sau khi chế tạo xong cũng phải được thử tải giống như xích hàn.

Các thông số chính của xích bản lề là bước xích (khoảng cách tâm của hai chốt xích cạnh nhau), khoảng cách giữa hai má xích trong cùng, chiều dày má xích và số lượng

má xích. Các thông số của xích bản lề đã được tiêu chuẩn hóa. Số lượng má xích càng nhiều thì tải trọng phá hỏng của xích càng lớn (thường dùng từ 2 ÷ 12 má xích). Má xích của mắt xích cuối cùng dùng để cố định đầu xích vào kết cấu máy có hình dạng như ở hình 3.26c.



Hình 3.26: Xích bản lề

Đối với xích bản lề loại nhỏ, chốt xích có đầu tán như ở hình 3.26a nhưng đối với loại xích lớn (tải trọng phá hỏng xích 2 ÷ 10 tấn và lớn hơn) thì các đầu của chốt xích phải có vòng đệm chặn với các chốt định vị để giữ má xích.

Tính toán xích bản lề không phức tạp lắm nếu coi lực kéo phân đều trên các má xích. Từ đó ta tính má xích chịu kéo và dập còn chốt xích chịu uốn. Nhưng trong thực tế lực kéo không phân bố đều trên các má xích do chế tạo và lắp ghép các chi tiết không chính xác, lực kéo xích không cân theo trục xích. Vì vậy mà người ta quy định cách tính chọn xích bản lề theo sức bền tổng hợp tương tự như cáp và xích hàn.

Tải trọng phá hỏng xích được tra theo bảng lấy từ kết quả thực nghiệm vì xích đã được tiêu chuẩn hóa. Hệ số an toàn bền của xích bản lề có thể lấy theo bảng 3.3.

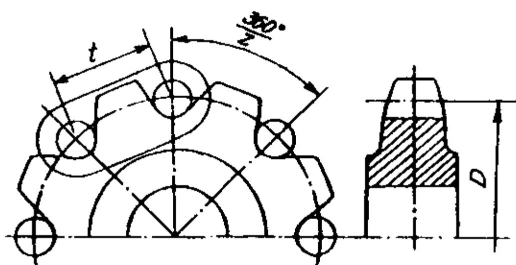
Xích bản lề làm việc an toàn hơn xích hàn đồng thời tốc độ chuyển động cũng lớn hơn. Trong mặt phẳng vuông góc với chốt xích, xích bản lề có khả năng gập cong tốt nên có thể làm việc được với các đĩa xích có đường kính nhỏ song nó chỉ gập được theo một chiều và không làm việc được với tang. Đặc biệt xích bản lề có thể dùng tốt trong môi trường có nhiệt độ cao và các phân xưởng hóa chất. Xích bản lề có trọng lượng riêng lớn (nặng hơn xích hàn tới 20 ÷ 30% khi có cùng tải trọng phá hỏng xích), giá thành cao.

Bảng 3.3. Hệ số an toàn của xích bản lề

Điều kiện làm việc	Dẫn động tay	Dẫn động máy
Làm việc êm, ổn định	5	7 - 8
Làm việc có lực va đập	6	8 - 10

Đĩa xích làm việc với xích bản lề được chế tạo từ thép đúc hoặc thép Cт4, Cт5 và có hình dạng như một bánh răng mà các đáy của khe răng có hình vòng cung như chốt xích (hình 3.27). Khi ăn khớp các răng của đĩa xích nằm trong các má xích còn các chốt nằm trên các đáy của khe răng.

Đường kính đĩa xích tính đến tâm chốt xích được xác định theo công thức:



Hình 3.27: *Đĩa xích dùng cho xích bản lề*

$$D = \frac{t}{\sin\frac{180^{o}}{Z}} \qquad (3.40)$$

Trong đó:

t - bước xích;

Z - số răng của đĩa xích (Z = 8 ÷ 12).

So sánh cáp và xích:

Dựa vào các yêu cầu chung đối với cáp và xích để so sánh ta thấy cáp có nhiều ưu điểm hơn so với xích.

Cáp an toàn hơn so với xích. Cáp hỏng do mỏi nên nó không bị đứt đột ngột như xích mà đứt dần từng sợi trong quá trình làm việc. Cáp có thể chịu được tải trọng va đập, chấn động còn xích thì chịu rất kém.

Cáp có thể uốn cong được theo mọi phương song nó đòi hỏi đường kính tang và puli phải lớn làm tăng kích thước và trọng lượng máy. Ở nhiệt độ cao sức bền của cáp giảm rất nhanh.

Cáp làm việc êm, không ồn với tốc độ nhanh còn xích làm việc gây ồn và chỉ làm việc với tốc độ thấp.

Cáp chịu được tải trọng lớn, trọng lượng bản thân nhỏ. Khi có cùng tải trọng phá hỏng, xích hàn nặng hơn cáp 7 ÷ 11 lần còn xích bản lề nặng hơn từ 9 ÷ 13 lần.

Trong quá trình sử dụng, bảo quản, nếu dùng cáp đúng kĩ thuật thì độ bền lâu cao, giá thành thấp.

Như vậy so với xích, cáp hơn hẳn về nhiều mặt nên cáp được sử dụng phổ biến hơn. Xích thường dùng trong các cơ cấu có tốc độ làm việc thấp, chiều dài truyền động ngắn và trong môi trường nóng, trong phân xưởng hóa chất.

§3.3. THIẾT BỊ DỪNG VÀ PHANH

Thiết bị dừng là một cơ cấu dùng để giữ vật nâng ở trạng thái treo, không cho vật hạ xuống dưới tác dụng của trọng lực. Nó chỉ cho phép trục của cơ cấu quay theo chiều nâng vật. Thiết bị dừng không phát sinh năng lượng để dừng, nó hãm chuyển động do

nguyên lí làm việc. Nó chỉ có tác dụng dừng chuyển động của cơ cấu, không cho tự quay theo chiều ngược lại chứ không có tác dụng điều chỉnh tốc độ chuyển động của cơ cấu. Trong máy xây dựng thường dùng phổ biến hai loại: thiết bị dừng bánh cóc và thiết bị dừng con lăn.

Phanh là thiết bị để dừng hẳn chuyển động hoặc hạn chế tốc độ của cơ cấu. Khác với thiết bị dừng, phanh phát sinh ra năng lượng để khắc phục động năng của máy hoặc giữ vật ở độ cao nào đó.

Theo kết cấu có các loại phanh má, phanh đai, phanh đĩa, phanh nón, phanh ly tâm.

Theo tác dụng của bề mặt làm việc có phanh thường đóng và phanh thường mở.

Theo nguyên tắc điều khiển có phanh điều khiển tự động và phanh điều khiển bằng tay gạt hay bàn đạp.

Theo công dụng có phanh dừng và phanh hạn chế tốc độ.

Việc chọn đúng loại phanh phù hợp với từng điều kiện làm việc cụ thể có vai trò quyết định đến mức độ an toàn của máy khi làm việc. Quy phạm quy định rất chặt chẽ việc sử dụng loại phanh nào cho từng cơ cấu cụ thể và trong những trường hợp nào có thể không phải dùng đến phanh.

Khi thiết kế phanh cho một cơ cấu nào đó của máy, ta phải xác định được giá trị mômen phanh hợp lí, tùy thuộc vào giá trị mômen xoắn trên trục đặt phanh M_x, chế độ làm việc của cơ cấu, thời gian phanh hay quãng đường phanh, đặc tính tải trọng. Nếu mômen phanh không đủ sẽ không đảm bảo được an toàn, song nếu mômen phanh quá lớn và phanh đột ngột sẽ gây ra tải trọng động lớn trong các chi tiết của cơ cấu và kết cấu thép của máy. Trong trường hợp chung, mômen phanh được xác định từ mômen xoắn trên trục đặt phanh $M_p = M_x.\beta$, với hệ số an toàn β phải chọn cho phù hợp để đảm bảo an toàn và quá trình phanh được êm dịu, không gây tải trọng động lớn. Trong chương này ta coi mômen phanh là thông số cho trước để tính toán phanh.

Trong cơ cấu, phanh thường đặt trên trục có mômen xoắn nhỏ tức trục động cơ để giảm mômen phanh một cách hợp lí. Trong các cơ cấu có khớp nối ma sát thì phanh phải đặt sau khớp nối ma sát tức đặt trên trục có liên kết cứng với bộ phận chịu tải trọng của cơ cấu.

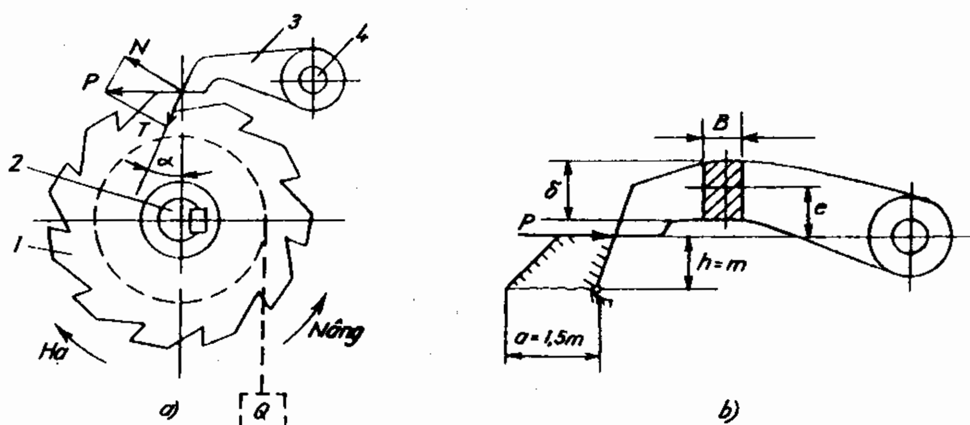
Các yêu cầu chung đối với phanh:

- Phanh phải có mômen phanh đủ lớn với điều kiện làm việc cho trước của phanh.
- Đóng mở phanh nhanh, nhậy, độ tin cậy cao.
- Kết cấu đơn giản, dễ chế tạo và đảm bảo độ bền các phần của phanh.
- Dễ kiểm tra, điều chỉnh và thay thế những chi tiết bị mòn.
- Nhỏ gọn, giá thành hạ, bề mặt làm việc lâu mòn.

3.3.1. Thiết bị dừng

a) Thiết bị dừng bánh cóc

Thiết bị dừng bánh cóc (hình 3.28a) gồm bánh cóc 1 lắp trên trục 2 của cơ cấu bằng then và con cóc 3 có trục 4 lắp trên phần cố định của cơ cấu. Con cóc 3 ăn khớp với



Hình 3.28: Thiết bị dừng bánh cóc

răng của bánh cóc 1 và chỉ cho phép trục 2 của cơ cấu quay theo chiều nâng. Để hạ vật cần nhấc con cóc ra khỏi răng bánh cóc. Để đảm bảo con cóc ăn khớp với răng của bánh cóc có thể dùng lò xo hoặc đối trọng tạo lực nén con cóc vào răng bánh cóc. Vị trí tâm trục con cóc phải đặt sao cho góc tạo bởi các đường thẳng kẻ từ tâm trục con cóc và tâm bánh cóc tới điểm tiếp xúc giữa con cóc và răng cóc là góc vuông.

Bánh cóc thường đặt trên trục nhanh (trục dẫn động) của cơ cấu có mômen xoắn nhỏ để đảm bảo kích thước nhỏ gọn và chịu lực nhỏ. Tuy nhiên, do đặc thù của một số kết cấu mà ở một số máy, bánh cóc được đặt trên trục trung gian của bộ truyền, thậm chí đặt trực tiếp lên trục tang. Các thông số của bánh cóc đã được tiêu chuẩn hóa.

Thiết bị dừng bánh cóc làm việc có tiếng ồn và chịu lực va đập lớn. Để giảm lực va đập người ta dùng bánh cóc có môđun nhỏ hoặc đặt hai hoặc ba con cóc lệch bước. Một số cơ cấu dừng bánh cóc có kết cấu đặc biệt làm giảm đáng kể độ ồn.

Lực vòng P trên răng cóc khi thiết bị dừng làm việc xác định theo công thức:

$$P = \frac{2M_x}{D} = \frac{2M_x}{Z.m}$$

Trong đó:

M_x- mômen xoắn của trục đặt bánh cóc;

D - đường kính ngoài của bánh cóc;

Z, m - số răng và môđun của bánh cóc.

Lực vòng P có thể phân tích làm hai thành phần là lực nén N = P.cosα gây nên lực ma sát trên bề mặt tiếp xúc giữa răng cóc và con cóc, và lực T = P. sinα.

Để con cóc vào khớp được với răng bánh cóc thì phải đảm bảo điều kiện:

$$T \geq N.f \quad ; \qquad P.\sin\alpha \geq f.P.\cos\alpha$$

Hay tgα ≥ f tức α ≥ ρ với ρ và f là góc ma sát và hệ số ma sát giữa bề mặt con cóc và răng bánh cóc.

Vị trí chịu lực nguy hiểm đối với con cóc và răng bánh cóc là vị trí khi con cóc mới vào khớp (hình 3.28b), khi đó là tiếp xúc đường.

Đối với răng bánh cóc ta phải kiểm tra sức bền cạnh răng theo điều kiện:

$$q = \frac{P}{b} \le [q] \quad (3.41)$$

Trong đó:
[q] - lực phân bố cho phép của vật liệu bánh cóc trên một đơn vị chiều dài, N/cm;
b- chiều rộng răng bánh cóc.

Để đảm bảo chiều dài tiếp xúc ta lấy chiều rộng con cóc B lớn hơn chiều rộng răng bánh cóc từ 2 đến 4 mm.

Đặt $\psi = b/m$, điều kiện (3.41) có thể viết dưới dạng:

$$\frac{2M_x}{Z.m} \le [q].\psi.m$$

$$m \ge \sqrt{\frac{2M_x}{Z.[q].\psi}} \quad (3.42)$$

Nếu số răng bánh cóc chưa biết mà cho trước D thì có thể sử dụng công thức sau:

$$m \ge \frac{2M_x}{\psi.D.[q]} \quad (3.42a)$$

Răng bánh cóc còn được kiểm tra theo sức bền uốn:

$$\sigma_u = \frac{6P.h}{b.a^2} \le [\sigma]_u$$

với $b = \psi.m$; $a = 1,5m$; $h = m$ ta có:

$$\sigma_u = \frac{12M_x}{2,25.\psi.Z.m^3} \le [\sigma]_u \quad (3.43)$$

Bánh cóc ăn khớp trong với con cóc có các răng khỏe hơn loại ăn khớp ngoài vì kích thước chân răng có thể tới a = 3m.

Con cóc chịu nén và uốn nên được kiểm tra bền theo công thức sau:

$$\sigma = \frac{P}{B.\delta} + \frac{6.P.e}{B.\delta^2} \le [\sigma]'_u \quad (3.44)$$

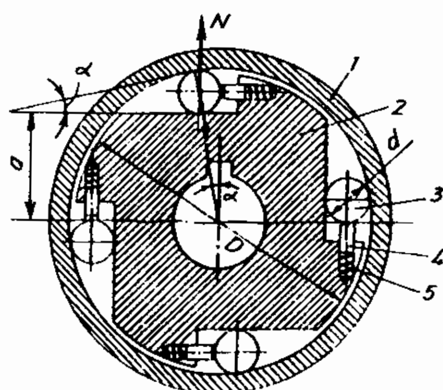
Vật liệu chế tạo con cóc và bánh cóc thường là thép 45 hoặc thép 40X có tôi bề mặt. Khi tính ứng suất cho phép ta lấy hệ số an toàn bền bằng 6 có tính đến tải trọng va đập khi làm việc.

b) Thiết bị dừng con lăn

Thiết bị dừng con lăn làm việc dựa trên tác dụng của lực ma sát, không gây lực va đập, góc quay khi hãm nhỏ và làm việc êm. Thiết bị dừng con lăn (hình 3.29) gồm vỏ 1 gắn

vào phần cố định của cơ cấu. Trong vỏ 1 đặt lõi 2 lắp với trục của cơ cấu bằng then. Lõi 2 có các rãnh côn đặt các con lăn 3. Khi trục cơ cấu cùng lõi 2 quay theo chiều nâng (ngược với chiều kim đồng hồ), các con lăn luôn ở khe hở rộng của rãnh côn nên trục cơ cấu có thể quay bình thường.

Khi quay theo chiều hạ, các con lăn bị đẩy vào phía hẹp dần của rãnh côn và bị kẹt giữa vỏ 1 và lõi 2 làm trục cơ cấu không quay được nữa. Lò xo 5 và chốt đẩy 4 có tác dụng làm quá trình hãm xảy ra nhanh hơn. Các chi tiết của thiết bị dừng con lăn được làm từ các loại thép hợp kim có crôm và tôi bề mặt với độ cứng HRC 58-64.



Hình 3.29: *Thiết bị dừng con lăn*

Lực nén N tác dụng lên con lăn có thể xác định theo công thức:

$$N = \frac{2M_x}{Z.f.D} \tag{3.45}$$

Trong đó:

M_x - mômen xoắn của trục cơ cấu;

Z - số con lăn, thường lấy $Z = 4 \div 6$;

D - đường kính trong của vỏ 1;

f - hệ số ma sát giữa con lăn và lõi, giữa con lăn và vỏ của thiết bị dừng, thường lấy như nhau $f = 0{,}06$.

Góc côn α lấy theo điều kiện tự hãm:

$$tg\frac{\alpha}{2} < f \text{ hay } \alpha < 2\rho \tag{3.46}$$

với ρ - góc ma sát, $\rho = 3^o30'$ khi $f = 0{,}06$. Người ta thường lấy $\alpha = 4^o$ với các vật liệu kể trên và được xác định từ quan hệ hình học:

$$\cos\alpha = \frac{2a + d}{D - d}$$

Trong đó:

a - khoảng cách từ tâm trục đến bề mặt của rãnh côn trên lõi 2 (hình 3.29);

d - đường kính con lăn.

Chiều dài con lăn có thể lấy trong khoảng $l = (1 \div 2)d$, phổ biến nhất là giá trị $l = 1{,}5d$.

Con lăn có tiếp xúc đường với vỏ và lõi của thiết bị dừng nên ứng suất tiếp xúc được kiểm tra bằng các công thức sau:

- Giữa con lăn và vỏ thiết bị dừng:

$$\sigma_{tx} = 0,59 \sqrt{\frac{N}{l}.E.\frac{D-d}{D.d}} \leq [\sigma]_{tx} \tag{3.47}$$

- Giữa con lăn và lõi thiết bị dừng:

$$\sigma_{tx} = 0,59 \sqrt{\frac{N}{l}.E.\frac{1}{d}} \leq [\sigma]_{tx} \tag{3.48}$$

Trong đó: E - môđun đàn hồi

3.3.2. Phanh má

Theo vị trí tương đối giữa má phanh và bánh phanh, phanh má gồm hai loại: phanh má trong và phanh má ngoài. Phanh má trong được dùng chủ yếu trong ôtô và là loại phanh thường mở. Lực mở phanh là lực lò xo còn lực đóng phanh để dừng chuyển động là nhờ bàn đạp qua hệ thống truyền động cơ khí, thủy lực hoặc khí nén. Phanh má trong được giới thiệu trong giáo trình "Ôtô - máy kéo".

Trong các loại máy nâng, máy đóng cọc, máy khoan... dùng phổ biến loại phanh hai má ngoài đặt đối xứng với bánh phanh, không gây uốn trục và cho mômen phanh theo hai chiều quay bằng nhau. Sự đa dạng của loại phanh này được thể hiện bằng các sơ đồ hệ tay đòn đóng mở phanh khác nhau và thường là loại phanh thường đóng. Lực đóng phanh được tạo nên bởi lò xo hoặc đối trọng, còn lực mở phanh có thể dùng nam châm điện, con đẩy thủy lực hoặc bằng tay nhờ tay gạt hay bàn đạp. Trong mục này ta chỉ giới thiệu một số loại phanh hai má ngoài điển hình trong máy xây dựng và gọi chung là phanh má.

Khi ép má phanh vào bánh phanh, lực ma sát giữa chúng tạo ra mômen phanh. Động năng các phần quay của cơ cấu chuyển thành nhiệt năng làm mòn và nóng má phanh cùng bánh phanh. Vì vậy khi tính toán má phanh (và bề mặt ma sát của các loại phanh khác), ta phải kiểm tra hai điều kiện sau:

- Áp lực riêng của má phanh lên bánh phanh không được vượt quá giá trị cho phép ứng với loại vật liệu làm má phanh. Trường hợp ngược lại, má phanh sẽ bị mòn rất nhanh so với tuổi thọ của nó. Trong tính toán, người ta thường lấy giá trị áp lực trung bình bằng lực ép má phanh lên bánh phanh chia cho diện tích tiếp xúc giữa chúng và so sánh với giá trị áp lực cho phép.

- Nhiệt năng sinh ra trong quá trình phanh không vượt quá giá trị cho phép đối với từng loại vật liệu làm má và bánh phanh. Điều kiện này không đảm bảo sẽ làm má phanh biến chất, hệ số ma sát giảm và phanh mất ổn định, không đảm bảo an toàn. Điều kiện kiểm tra như sau:

$$p.v \leq [p.v]$$

Hoặc

$$f.p.v \leq [f.p.v]$$

Trong đó:

p - áp lực trung bình của má phanh lên bánh phanh;

v - tốc độ trượt của má phanh trên bánh phanh;

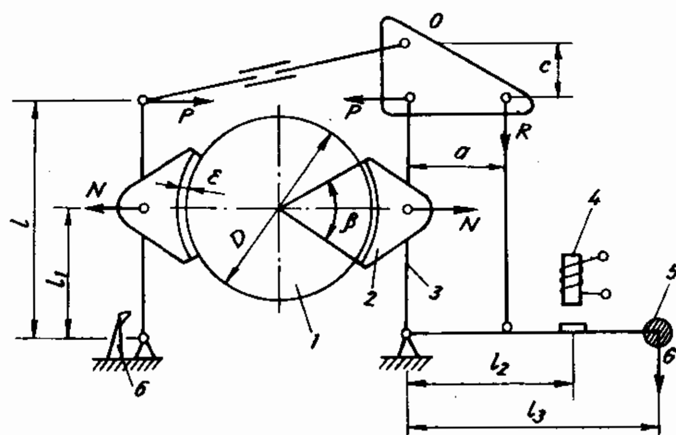
f - hệ số ma sát.

Để giảm kích thước của phanh, giảm lực phanh và tạo mômen phanh lớn, người ta sử dụng loại vật liệu chuyên dùng làm má phanh có hệ số ma sát cao, chịu mài mòn tốt và ổn định ở nhiệt độ tương đối cao. Những tấm băng này được gắn vào má phanh bằng các đinh tán bằng đồng sao cho các đầu của đinh tán thụt vào so với mặt băng và bằng một nửa chiều dày băng. Hiện nay người ta thường gắn băng lên má phanh bằng cách dán ép nóng để tăng diện tích tiếp xúc với bánh phanh.

a) Phanh má kiểu đối trọng

Phanh má kiểu đối trọng (hình 3.30) gồm bánh phanh 1 được lắp trên trục phanh bằng then, các má phanh 2, hệ thống tay đòn 3, nam châm điện từ có hành trình lớn 4, đối trọng 5 và hạn chế hành trình 6.

Phanh má kiểu đối trọng là loại phanh thường đóng và lực đóng phanh do đối trọng 5 gây lực kéo R làm các tay đòn phanh chịu lực tác dụng P áp các má phanh vào bánh phanh với lực ép N. Nam châm điện từ 4 được mắc song song cùng mạch với động cơ của cơ cấu. Khi cơ cấu làm việc, nam châm 4 có điện hút tay đòn có đối trọng đi lên làm các má phanh mở ra, cơ cấu có thể làm việc bình thường. Khi cơ cấu ngừng làm việc hoặc do sự cố mất điện, nam châm 4 ngừng hút và phanh được đóng lại nhờ đối trọng, đảm bảo an toàn cho máy. Loại phanh má kiểu đối trọng có sơ đồ như hình 3.30 dùng nam châm điện từ với lực hút không lớn song phải có hành trình lớn. Vì vậy người ta còn gọi là phanh má với nam châm điện từ hành trình lớn.



Hình 3.30: *Phanh má kiểu đối trọng*

Phanh má kiểu đối trọng không gây uốn trục phanh, có thể tạo nên mômen phanh lớn song có hệ thống tay đòn phức tạp, cồng kềnh. Do đó khi làm việc phanh gây biến dạng tay đòn lớn, có quán tính lớn và hiệu suất thấp. Hiện nay phanh má kiểu đối trọng được sử dụng rất hạn chế.

Góc ôm của má phanh lên bánh phanh thường lấy $\beta = 60^o \div 110^o$ (phổ biến là giá trị $\beta = 70^o$). Đường kính bánh phanh D và chiều rộng má phanh B được chọn tùy theo mômen phanh từ điều kiện kiểm tra áp lực trung bình của má phanh lên bánh phanh. Để đảm bảo diện tích tiếp xúc giữa má phanh và bánh phanh, chiều rộng bánh phanh thường lấy lớn hơn chiều rộng má phanh B từ 5 đến 10 mm. Khi tính toán phanh ta cần phải xác định trọng lượng đối trọng G và lực hút của nam chậm P_{nc}.

Lực nén cần thiết N để tạo mômen phanh M_p là:

$$N = \frac{M_p}{f.D}$$

Trong đó: f - hệ số ma sát giữa má phanh và bánh phanh

Xét cân bằng một tay đòn phanh ta có:

$$P = \frac{l_1}{l} \cdot N = \frac{M_p}{f.D} \cdot \frac{l_1}{l}$$

Xét cân bằng tay truyền lực hình tam giác bằng cách lấy mômen ứng với điểm 0:

$$R = P \cdot \frac{c}{a} = \frac{M_p}{f.D} \cdot \frac{c.l_1}{a.l}$$

Xét cân bằng tay đòn nằm ngang có đối trọng (không kể đến trọng lượng tay đòn và trọng lượng ngàm (phần ứng) của nam châm điện) ta có:

$$G = R \cdot \frac{a}{l_3} = \frac{M_p}{f.D} \cdot \frac{c.l_1}{l.l_3}$$

Nếu tính đến hiệu suất truyền động của hệ tay đòn ($\eta = 0,9$) thì trọng lượng cần thiết của đối trọng là:

$$G = \frac{M_p}{f.D.\eta} \cdot \frac{c.l_1}{l.l_3} \qquad (3.49)$$

Lực hút cần thiết của nam châm để mở phanh:

$$P_{nc} = k.G.\frac{l_3}{l_2} = \frac{k.M_p}{f.D.\eta} \cdot \frac{c.l_1}{l.l_2} \qquad (3.50)$$

Trong đó: k - hệ số vượt tải, có thể lấy k = 1,5 để khắc phục quán tính của đối trọng.

Khi mở phanh, hành trình của nam châm điện là h_p, đảm bảo cho các má phanh mở ra với khe hở ε. Nếu không kể tới tổn thất do ma sát và biến dạng của hệ tay đòn thì theo định luật bảo toàn công ta có:

$$2.N.\varepsilon = P_{nc}.h_p$$

Vậy hành trình phanh được xác định theo công thức:

$$h_p = 2\varepsilon . \frac{1}{i} . \frac{1}{m} \qquad (3.51)$$

Trong đó:

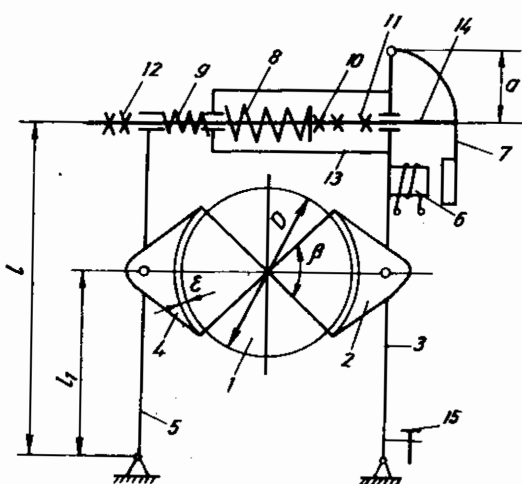
$i = \frac{c.l_1}{l.l_2}$ - bội suất của hệ tay đòn;

m = 0,65 ÷ 0,8 - hệ số lợi dụng hành trình để bù trừ cho độ mòn má phanh, khe hở của các khớp quay và biến dạng của hệ tay đòn.

b) Phanh má điện từ hành trình nhỏ

Phanh má điện từ hành trình nhỏ do Liên Xô cũ chế tạo có kí hiệu là TKT đã được tiêu chuẩn hóa, chế tạo hàng loạt và được dùng phổ biến trong các cơ cấu máy. Sơ đồ cấu tạo của phanh cho ở hình 3.31.

Đây là loại phanh thường đóng. Lực đóng phanh được tạo nên do các đai ốc 10 nén lò xo chính 8. Một đầu lò xo 8 tì vào ống bao 13, kéo tay đòn phanh 3 cùng với má phanh 2 ép vào bánh phanh 1. Đầu kia của lò xo 8 đẩy đai ốc 10, kéo thanh đẩy 14 sang phải, qua các đai ốc 12 kéo tay đòn phanh 5 cùng má phanh 4 ép vào bánh phanh 1.



Hình 3.31: Phanh má điện từ hành trình nhỏ

Khi cơ cấu làm việc, nam châm 6 có điện hút tay đòn 7 và đẩy thanh đẩy 14 sang trái, dưới tác dụng của lò xo phụ 9, tay đòn phanh 5 cùng má phanh 4 mở ra. Tay đòn phanh 3 và má phanh 2 dưới tác dụng của trọng lượng nam châm cũng mở ra cho đến khi hạn chế hành trình 15 chạm đế phanh. Khi vặn đai ốc 11 sang phải, thanh đẩy 14 dịch dần sang trái ép lò xo 8 qua đai ốc 10 và hai má phanh từ từ mở ra (tương đương với trường hợp nam châm 6 làm việc). Tiếp tục vặn đai ốc 11 sang phải để mở má phanh to hơn trong trường hợp cần sửa hoặc thay má phanh. Ở trạng thái làm việc bình thường của phanh, đai ốc 11 phải vặn sang trái về vị trí cũ. Mômen phanh tạo nên do lò xo 8 bị nén, vì vậy có thể điều chỉnh mômen phanh nhờ các đai ốc 10. Hành trình phanh được điều chỉnh bằng đai ốc 12 và cái hạn chế hành trình 15.

Phanh má điện từ hành trình nhỏ có hiệu suất cao, đóng mở nhanh nhậy, nhỏ gọn, trọng lượng và quán tính bé. Nhược điểm của phanh là tỉ số truyền của hệ tay đòn không lớn nên khó tạo được mômen phanh lớn và không điều chỉnh được tốc độ hút của nam châm nên quá trình phanh xảy ra không êm dịu.

Lực P cần thiết đặt ở đầu các tay đòn phanh 3 và 5 để tạo mômen phanh M_p là:

$$P = \frac{M_p}{f.D.\eta} \cdot \frac{l_1}{l}$$

Trong đó:

η - hiệu suất của tay đòn; $\eta = 0{,}95$ với khớp xoay có bôi trơn và $\eta = 0{,}9$ với khớp xoay không bôi trơn.

Lực đẩy của lò xo chính 8 để tạo mômen phanh:

$$P_c = P + P_p + \frac{M_n}{a} \qquad (3.52)$$

Trong đó:

P_p - lực nén lò xo phụ 9, $P_p = 2 \div 8$ kG;

M_n - mômen do trọng lượng phần ứng của nam châm điện gây ra trên tay đòn 7. Khi mở phanh, nam châm 6 làm việc làm lò xo chính 8 chịu lực nén lớn nhất P_{max} là:

$$P_{max} = P_c + 2\varepsilon.\frac{l}{l_1}.C \qquad (3.53)$$

Trong đó:

$2\varepsilon.\frac{l}{l_1}$ - độ nén của lò xo chính khi các má phanh mở ra với khe hở ε;

C - độ cứng của lò xo chính 8.

Giá trị P_c và P_{max} tính theo (3.52) và (3.53) là các thông số cần thiết để tính lò xo chính.

Mômen ứng với khớp xoay của tay đòn 7 mà nam châm cần tạo ra khi làm việc để mở phanh là:

$$M_{nc} = P_{max}.a = \left(P + P_p + \frac{M_n}{a} + 2\varepsilon.\frac{l}{l_1}.C\right).a$$

Thành phần P_p và M_n/a nhỏ so với các thành phần khác có thể bỏ qua. Vì vậy:

$$M_{nc} = \left(P + 2\varepsilon.\frac{l}{l_1}.C\right).a \qquad (3.54)$$

Hành trình phanh được tính tương tự như đối với phanh má kiểu đối trọng:

$$h_p = 2\varepsilon.\frac{l}{l_1}.\frac{1}{m} \qquad (3.55)$$

Trong đó hệ số lợi dụng hành trình $m = 0{,}8 \div 0{,}85$.

Dựa vào M_{nc} và h_p để chọn nam châm điện.

c) Phanh má điện – thủy lực

Phanh má điện - thủy lực (hình 3.32) là loại phanh thường đóng. Lò xo 6 bị nén, đầu dưới của nó qua các đai ốc 9 kéo đầu trái của tay truyền lực 5 đi xuống làm xuất hiện các lực P ở đầu các tay đòn phanh 3 ép các má phanh 2 vào bánh phanh. Có thể điều chỉnh mômen phanh bằng cách vặn các đai ốc 9 để thay đổi lực nén lò xo 6.

Khi cơ cấu làm việc, con đẩy điện - thủy lực 7 đẩy đầu trái của tay truyền lực 5 đi lên, lò xo 6 được ép lại. Qua thanh đẩy 4, tay đòn phanh và má phanh bên phải mở ra cho đến khi cái hạn chế hành trình 8 chạm đế phanh thì tay đòn phanh và má phanh

Hình 3.32: Phanh má điện – thủy lực

bên trái được mở ra. Các đai ốc trên thanh đẩy 4 và cái hạn chế hành trình 8 dùng để điều chỉnh khe hở ε và để các má phanh mở đều ra hai bên.

Lực P cần thiết đặt ở các đầu tay đòn phanh để tạo mômen phanh M_p là:

$$P = \frac{M_P}{f.D.\eta} \cdot \frac{l_1}{l}$$

Xét cân bằng tay truyền lực 5 khi phanh ở trạng thái đóng bằng cách lấy mômen ứng với điểm A, ta xác định được lực lò xo cần thiết để đóng phanh:

$$P_l = P \cdot \frac{a + b.tg\alpha}{c} = \frac{M_p \cdot l_1}{f.D.\eta.c.l} \cdot (a + b.tg\alpha) \qquad (3.56)$$

Trong công thức (3.56) ta bỏ qua các thành phần lực nhỏ là : trọng lượng bản thân tay truyền lực 5, trọng lượng phần chuyển động của con đẩy điện - thủy lực (píttông và cần đẩy).

Lực đẩy của con đẩy điện - thủy lực P_t để thắng lực lò xo trong quá trình mở phanh là:

$$P_t = P_l \cdot \frac{c}{d} = \frac{M_p \cdot l_1}{f.D.\eta.l.d} \cdot (a + b.tg\alpha) \qquad (3.57)$$

Hành trình cần thiết của con đẩy điện - thủy lực được xác định tương tự như với loại phanh đối trọng:

$$h_p = \frac{2\varepsilon.l.d}{\eta.m.l_1(a + b.tg\alpha)} \text{ với } m = 0,8 \div 0,85. \qquad (3.58)$$

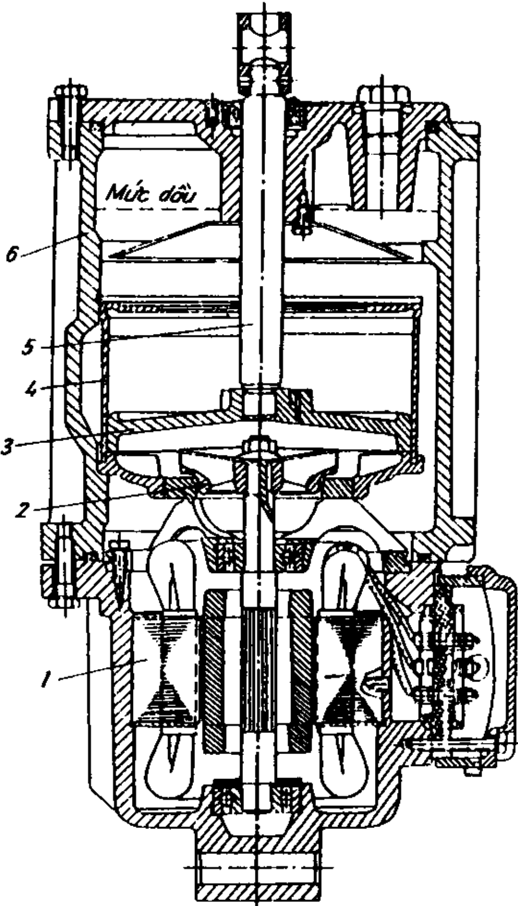
Phanh má điện - thủy lực khắc phục được nhược điểm của phanh má điện từ. Con đẩy điện - thủy lực có thể điều chỉnh được tốc độ đẩy làm quá trình phanh xảy ra êm dịu và không bị giật. Loại này ngày càng được sử dụng rộng rãi.

Con đẩy điện - thủy lực (hình 3.33) gồm động cơ điện 1 có công suất nhỏ, vỏ 6 trong đó có đặt bơm li tâm 2 lắp với trục động cơ 1, pittông 3 với cần đẩy 5 chuyển động

trong xilanh 4. Khi cơ cấu làm việc, động cơ quay bơm li tâm làm dầu ở phía trên pittông chuyển dần xuống phía dưới pittông và nâng pittông cùng cần đẩy lên.

Khi tắt động cơ, bơm li tâm dừng và dưới tác dụng của ngoại lực lên cần đẩy 5 và trọng lượng bản thân pittông mà nó hạ xuống, dầu từ phía dưới chảy lên khoang trên.

Con đẩy điện - thủy lực có độ tin cậy cao, dễ sử dụng song đòi hỏi chế tạo chính xác, phớt chắn dầu tốt đảm bảo độ kín khít để không bị chảy dầu. Độ lệch cho phép của cần đẩy so với phương thẳng đứng khi làm việc không quá 15^{o}.



Hình 3.33: Con đẩy điện – thủy lực

3.3.3. Phanh đai

Phanh đai gồm một đai thép không quay bao quanh bánh phanh với góc ôm α. Lực phanh tạo ra nhờ ma sát giữa đai và bánh phanh. Để tăng ma sát giữa đai và bánh phanh, người ta gắn lên đai thép một lớp lót bằng gỗ, da hoặc amiăng.

Lực đóng phanh là lực lò xo, đối trọng hoặc sức người. Lực mở phanh là lực hút nam châm điện hoặc lực dẫn động bằng thủy lực, khí nén.

Xét quá trình làm việc của đai trên bánh phanh (hình 3.34). Theo công thức Ơle ta có lực căng đai S tại điểm có góc ôm β là:

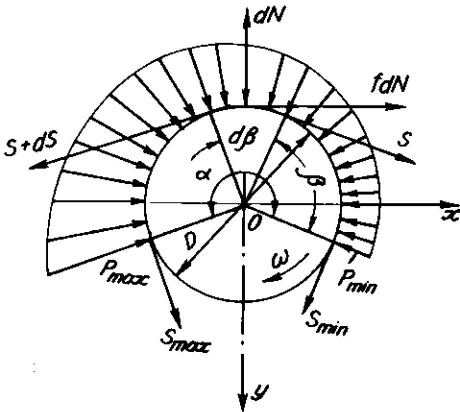
$$S = S_{min}.\, e^{f\beta}$$

Trong đó: f - hệ số ma sát giữa đai và bánh phanh

Với $\beta = \alpha$ ta có $S_{max} = S_{min}.e^{f\alpha}$

Mômen phanh tạo ra trên bánh phanh do lực ma sát là:

$$M_p = (S_{max} - S_{min}).\frac{D}{2}$$



Hình 3.34: Sơ đồ lực tác dụng của đai lên bánh phanh

Từ các biểu thức trên ta tìm được giá trị lực căng S_{max}, S_{min} cần thiết ở các đầu đai để tạo mômen phanh M_p:

$$S_{max} = \frac{2M_p}{D} \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad (3.59)$$

$$S_{min} = \frac{2M_p}{D} \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \quad (3.60)$$

Trên mặt đai, từ điểm có lực căng S với góc ôm β ta tách một cung giới hạn bởi góc dβ vô cùng bé (hình 3.34), lực căng đai ở điểm cuối cung dβ là S + dS và áp lực lên đai dN gây lực ma sát f.dN. Xét cân bằng phân tố đai đã tách ta có:

$$\sum y = 0$$

$$dN - S.\sin\frac{d\beta}{2} - (S + dS)\cdot\sin\frac{d\beta}{2} = 0$$

do góc dβ vô cùng bé nên ta lấy $\sin\frac{d\beta}{2} = \frac{d\beta}{2}$ và do đó:

$$dN - S.\frac{d\beta}{2} - S.\frac{d\beta}{2} - dS.\frac{d\beta}{2} = 0$$

Bỏ qua thành phần vô cùng bé bậc cao $dS.\frac{d\beta}{2}$ ta có:

$$dN = S.d\beta$$

Áp lực riêng của đai lên bánh phanh tại điểm có góc ôm β là:

$$p = \frac{dN}{dF} = \frac{S.d\beta}{\frac{D}{2}.d\beta.B} = \frac{2S}{D.B} \quad (3.61)$$

Trong đó: B - chiều rộng của đai phanh.

Theo (3.61) ta có:

$$p_{max} = \frac{2S_{max}}{D.B}\ ;\ p_{min} = \frac{2S_{min}}{D.B}$$

a) Phanh đai tổng hợp

Sơ đồ cấu tạo của phanh đai tổng hợp cho ở hình 3.35.

Ta tính mômen phanh M_p cho cả hai chiều quay của bánh phanh (hạ và nâng) bằng cách xét cân bằng tay đòn nằm ngang khi lấy mômen các lực ứng với điểm 0:

hạ: $S_{min}.a_1 + S_{max}.a_2 = (G_t.b + G_n.c + G.d).\eta$

nâng: $S_{max}.a_1 + S_{min}.a_2 = (G_t.b + G_n.c + G.d).\eta$

Trong đó:

G_t - trọng lượng tay đòn;

G_n - trọng lượng ngàm hút của nam châm điện;

G - trọng lượng đối trọng;

η - hiệu suất của tay đòn, $\eta = 0,9 \div 0,95$.

Thay giá trị $S_{max} = S_{min}.\ e^{f\alpha}$ vào các phương trình trên ta tìm được:

hạ: $$S_{min} = \frac{1}{a_1 + a_2 . e^{f\alpha}} \cdot (G_t.b + G_n.c + G.d).\eta$$

nâng: $$S_{min} = \frac{1}{a_1 . e^{f\alpha} + a_2} \cdot (G_t.b + G_n.c + G.d).\eta$$

Vậy mômen phanh ứng với mỗi chiều quay là:

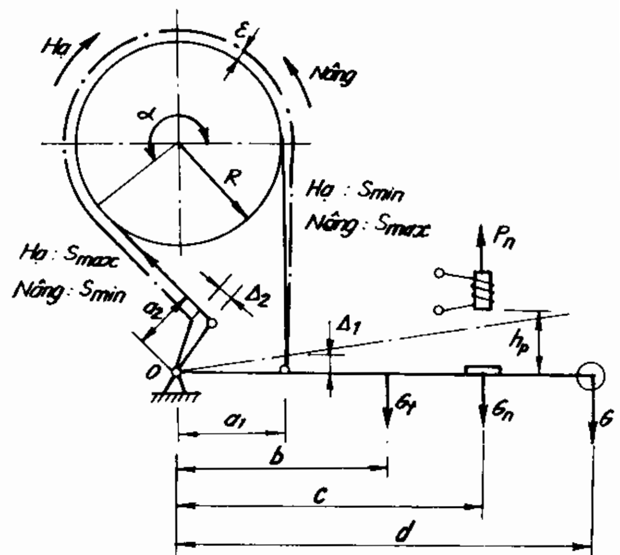
$$M_p^{hạ} = (e^{f\alpha} - 1).\frac{D}{2}.S_{min} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 + a_2 . e^{f\alpha}}.(G_t.b + G_n.c + G.d).\eta.\frac{D}{2} \quad (3.62)$$

$$M_p^{nâng} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 . e^{f\alpha} + a_2}.(G_t.b + G_n.c + G.d).\eta.\frac{D}{2} \quad (3.63)$$

Như vậy giá trị mômen phanh theo hai chiều quay là khác nhau. Cụ thể là:

$$\frac{M_p^{hạ}}{M_p^{nâng}} = \frac{a_1 . e^{f\alpha} + a_2}{a_1 + a_2 . e^{f\alpha}}.$$

Khi $a_1 > a_2$ ta có $M_p^{hạ} > M_p^{nâng}$. Trường hợp này tốt nhất là dùng cho cơ cấu nâng với các chiều quay như ở hình 3.35 vì cơ cấu nâng khi hạ yêu cầu mômen phanh lớn hơn khi nâng.



Hình 3.35: Phanh đai tổng hợp

Đoạn đai uốn cong ôm lên bánh phanh với góc ôm α có chiều dài $R\alpha$ khi phanh đóng và $(R+\varepsilon)\alpha$ khi phanh mở.

Vì vậy hành trình dịch chuyển của hai đầu đai phanh khi phanh từ trạng thái đóng sang trạng thái mở là:

$\Delta_1 + \Delta_2 = (R+\varepsilon)\alpha - R\alpha = \varepsilon\alpha$

Mặt khác theo quan hệ hình học thì $\frac{\Delta_1}{a_1} = \frac{\Delta_2}{a_2}$ nên:

$$\Delta_1 = \varepsilon.\alpha.\frac{a_1}{a_1 + a_2} \ ; \ \Delta_2 = \varepsilon.\alpha.\frac{a_2}{a_1 + a_2}$$

Phanh đai có mômen ổn định là phanh đai tổng hợp có $a_1 = a_2 = a$ và vì vậy mà mômen phanh theo hai chiều quay bằng nhau, hành trình dịch chuyển hai đầu đai khi phanh đóng mở cũng bằng nhau:

$$M_p = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a(1 + e^{f\alpha})} . (G_t.b + G_n.c + G.d) .\eta . \frac{D}{2} ;$$

$$\Delta_1 = \Delta_2 = \frac{\varepsilon\alpha}{2} .$$

Loại phanh này dùng thích hợp cho các cơ cấu di chuyển và quay, không thích hợp cho cơ cấu nâng.

b) Phanh đai đơn giản

Phanh đai đơn giản là phanh đai tổng hợp có $a_2 = 0$ (hình 3.36). Bằng cách tính tương tự như với phanh đai tổng hợp ta có:

$$M_p^{hạ} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1} .(G_t.b + G_n.c + G.d).\eta . \frac{D}{2} ;$$

$$M_p^{nâng} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 . e^{f\alpha}} . (G_t.b + G_n.c + G.d).\eta . \frac{D}{2} ;$$

$$\frac{M_p^{hạ}}{M_p^{nâng}} = e^{f\alpha} > 1$$

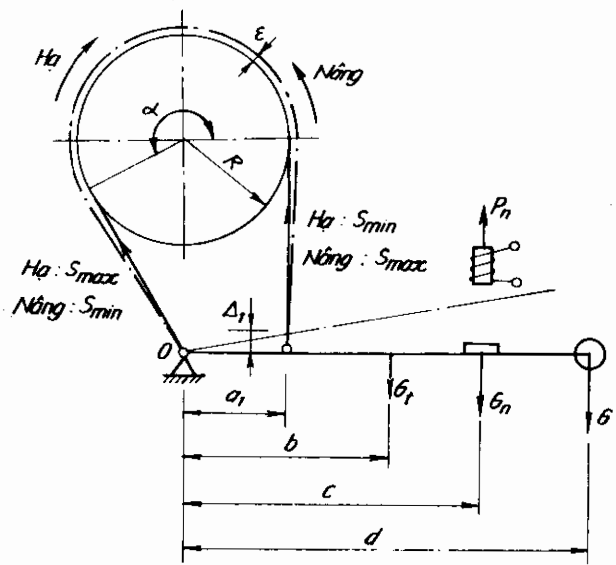
Như vậy phanh đai đơn giản luôn có $M_p^{hạ} > M_p^{nâng}$ và chỉ thích hợp dùng cho cơ cấu nâng với các chiều quay như ở hình 3.36.

Hành trình đầu đai khi phanh:

$$\Delta_1 = \varepsilon.\alpha$$

c) Phanh đai vi sai

Phanh đai vi sai (hình 3.37) có tay đòn a_2 ngược về phía đối diện so với loại phanh đai tổng hợp. Bằng cách tính tương tự như đối với phanh đai tổng hợp ta có:



Hình 3.36: Phanh đai đơn giản

$$M_p^{hạ} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 - a_2 . e^{f\alpha}} . (G_t.b + G_n.c + G.d).\eta . \frac{D}{2} ;$$

$$M_p^{nâng} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 . e^{f\alpha} - a_2} . (G_t.b + G_n.c + G.d).\eta . \frac{D}{2} .$$

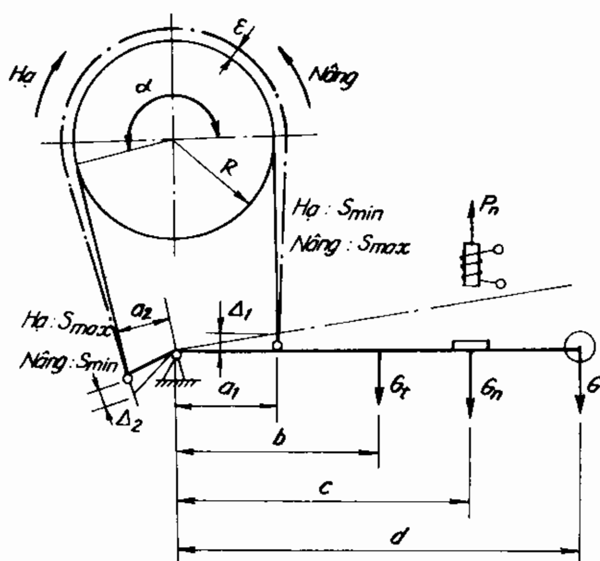
Từ các biểu thức trên ta thấy nếu $a_1/a_2 \approx e^{f\alpha}$ thì có thể tạo ra mômen phanh vô cùng lớn và xảy ra hiện tượng tự hãm. Do có thể tạo mômen phanh lớn với lực đóng phanh

nhỏ mà phanh đai vi sai không dùng cho tời dẫn động máy mà thường chỉ dùng cho tời tay và đóng mở phanh bằng tay.

Để phanh có thể làm việc bình thường phải đảm bảo $a_1 > a_2 . e^{f\alpha}$. Có thể chọn sơ bộ $a_2 = 3 \div 5$ cm và $a_1 = (2,5 \div 3)a_2$. Sau đó kiểm tra lại xem có xảy ra hiện tượng tự hãm không. Phanh đai vi sai cho ta tỉ số:

$$\frac{M_p^{hạ}}{M_p^{nâng}} = \frac{a_1 . e^{f\alpha} - a_2}{a_1 - a_2 . e^{f\alpha}} > 1.$$

Vì vậy phanh đai vi sai cũng không thích hợp cho các cơ cấu cần mômen phanh theo hai chiều như nhau.



Hình 3.37: Phanh đai vi sai

Hành trình của các đầu đai phanh khi đóng mở được xác định từ hệ phương trình:

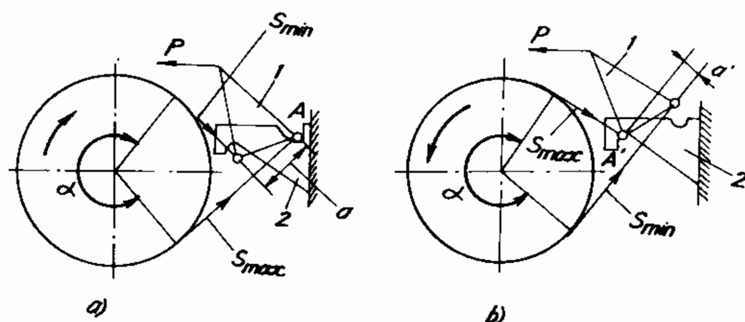
$$\begin{cases} \Delta_1 - \Delta_2 = \varepsilon\,\alpha \\ \dfrac{\Delta_1}{a_1} = \dfrac{\Delta_2}{a_2} \end{cases}$$

Suy ra:

$$\Delta_1 = \varepsilon .\alpha. \frac{a_1}{a_1 - a_2} \;;\; \Delta_2 = \varepsilon .\alpha. \frac{a_2}{a_1 - a_2}.$$

d) Phanh đai tác dụng hai chiều

Trong phanh đai tác dụng hai chiều (hình 3.38) đầu đai cố định, tùy thuộc vào chiều quay của bánh phanh, chuyển từ đầu này sang đầu kia. Như vậy, đầu đai có lực căng S_{max} luôn là đầu cố định và lực tác dụng để đóng phanh luôn ở đầu đai có lực căng nhỏ S_{min}.



Hình 3.38: Phanh đai tác dụng hai chiều

Khi bánh phanh quay theo chiều kim đồng hồ (hình 3.38a), điểm tựa của tay đòn điều khiển 1 nối với đầu đai có lực căng S_{max} tựa vào rãnh trên của phần cố định 2 (điểm A) tạo thành khớp xoay. Khi thay đổi chiều quay của bánh phanh (hình 3.38b), điểm tựa với lực căng đai S_{max} chuyển xuống rãnh dưới của phần cố định 2 (điểm A'). Như vậy mômen phanh không phụ thuộc vào chiều quay của bánh phanh mà lực tác dụng để tạo mômen phanh P không đổi. Do đó lực cần thiết để đóng phanh giảm so với phanh đai tổng hợp.

Phanh đai được sử dụng rộng rãi do kết cấu đơn giản, gọn nhẹ, có thể tạo được mômen phanh lớn bằng cách tăng góc ôm α. Trong máy xây dựng sử dụng chủ yếu loại phanh đai đơn giản. Tuy nhiên, trong một số loại máy, phanh má được sử dụng nhiều hơn do phanh đai có các nhược điểm sau:

- Phanh đai gây uốn trục phanh, áp lực của đai lên bánh phanh phân bố theo hàm $e^{f\alpha}$ và vì vậy độ mòn của chúng cũng theo quy luật đó.

- Phanh đai có mômen phanh không ổn định. Một sự thay đổi nhỏ của hệ số ma sát f dẫn tới sự thay đổi lớn của mômen phanh.

- Đai phanh đứt sẽ dẫn tới tai nạn. Vì vậy độ tin cậy trong sử dụng của phanh đai kém hơn phanh má.

e) Tính toán phanh đai

Do có thể tạo nên mômen phanh rất lớn mà phanh đai thường được đặt trên trục có tốc độ thấp. Trong trường hợp này có thể bỏ qua phép tính kiểm tra phát nhiệt của phanh mà chỉ tiến hành kiểm tra áp lực riêng của đai lên bánh phanh:

$$p = \frac{2S_{max}}{B.D} \leq [p] \tag{3.64}$$

Giá trị [p] đối với một số loại vật liệu lót đai phanh có thể tham khảo ở bảng 3.4.

Bảng 3.4. Giá trị [p] đối với phanh đai

Vật liệu		[p], kG/cm²	
Tấm lót đai	Bánh phanh	Phanh dừng	Phanh hạn chế tốc độ
Thép	Gang hoặc thép	15	10
Amiăng	Gang hoặc thép	6	3
Pherêđô	Gang hoặc thép	8	4
Gỗ	Gang	6	4

Đường kính bánh phanh D và chiều rộng đai B được tính từ điều kiện (3.64) với hệ số ψ = B/D cho trước. Có thể tham khảo để chọn sơ bộ các thông số hình học của phanh theo mômen phanh M_p như sau:

M_p, kG.m	70 ÷ 86	140 ÷ 160	180 ÷ 210	285 ÷ 400
D, mm	200 ÷ 250	300 ÷ 350	400 ÷ 450	500 ÷ 700
B, mm	70	90	90	110
ε, mm	0,8	1,0	1,25	1,5

Trọng lượng đối trọng G cần thiết để tạo mômen phanh M_p được xác định bằng cách xét cân bằng tay đòn nằm ngang với các lực căng đai S_{max}, S_{min} tùy theo chiều quay của bánh phanh. Ta xác định G cho cả hai trường hợp nâng và hạ. Trọng lượng tính toán của đối trọng có giá trị lớn của một trong hai giá trị tìm được.

Để tính lực hút cần thiết của nam châm điện khi mở phanh ta cũng xét cân bằng tay đòn nằm ngang trong trạng thái phanh mở (đai phanh không có lực căng) với đối trọng có giá trị tính toán đã xác định. Lực hút tính toán để chọn nam châm điện có giá trị bằng lực hút tìm được nhân với hệ số vượt tải (tính đến hiệu suất và biến dạng của tay đòn).

Hành trình cần thiết của nam châm điện để mở phanh là:

$$h_p = \Delta_l \cdot \frac{c}{a_l} \cdot \frac{1}{m} \;; \qquad (3.65)$$

với hệ số lợi dụng hành trình m = 0,8 ÷ 0,85.

Chiều dày đai phanh δ được tính theo sức bền kéo:

$$\delta \geq \frac{S_{max}}{(B - n.d).[\sigma]_k} \qquad (3.66)$$

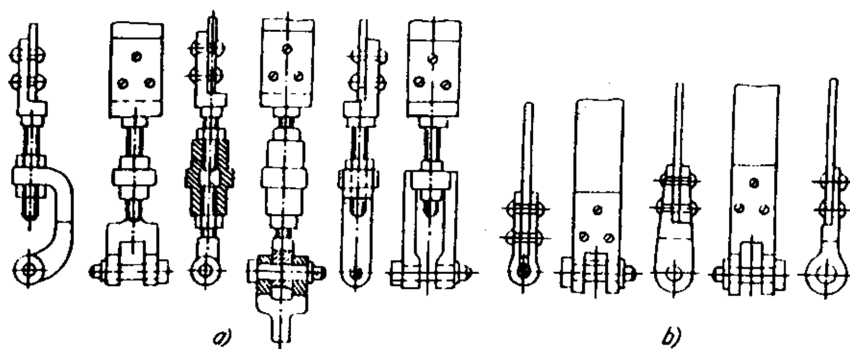
Trong đó:

n - số đinh tán trên mặt cắt tính toán;

d - đường kính đinh tán;

$[\sigma]_k$ - ứng suất cho phép theo kéo: đối với đai thép lót amiăng $[\sigma]_k = 80 \div 100$ N/mm^2; đối với đai thép không lót, trực tiếp chịu mài mòn $[\sigma]_k = 60$ N/mm^2.

Đầu đai nối với khớp bản lề trên tay đòn thường có thêm vít kéo để điều chỉnh khe hở ε khi lớp lót đai mòn và bù trừ sai số chế tạo (hình 3.39a). Đầu đai kia được cố định bằng chốt (hình 3.39b).



Hình 3.39: *Cố định các đầu đai*

Đai phanh phải bảo đảm dễ uốn cong để có tiếp xúc tốt với bánh phanh. Nếu đai có độ dày lớn ($\delta \geq 6$ mm) thì nên dùng hai đai mỏng ghép lại bằng bản lề.

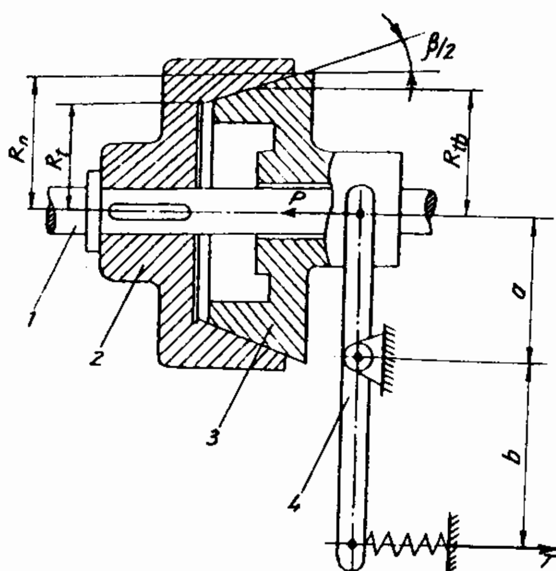
Các mối ghép đinh tán dùng để cố định đầu đai (hình 3.39) được tính theo sức bền cắt và dập với lực tính toán là lực căng đai lớn nhất S_{max}.

3.3.4. Phanh nón và phanh đĩa

Phanh nón và phanh đĩa là hai loại phanh điển hình của phanh áp trục. Trong các phanh này, lực tác dụng để tạo mômen phanh là lực dọc trục do lò xo, đối trọng hoặc sức người gây nên qua hệ thống tay đòn hoặc hệ truyền động thủy lực, khí nén.

Sơ đồ tính toán phanh nón cho ở hình 3.40. Đĩa nón ngoài 2 lắp bằng then trên trục phanh 1. Đĩa nón trong 3 không quay và dịch chuyển dọc trục phanh với lực ép P do lò xo qua tay đòn 4. Bán kính trung bình của mặt ma sát R_{tb} lấy theo yêu cầu về kết cấu. Quan hệ giữa bán kính ngoài và bán kính trong nên lấy $R_n = (1,2 \div 1,6)R_t$.

Để tránh kẹt mặt nón, góc nón $\beta/2$ phải lớn hơn góc ma sát ρ của các mặt tiếp xúc.



Hình 3.40: Sơ đồ tính toán phanh nón

$$\text{tg}\frac{\beta}{2} > 1,2f \tag{3.67}$$

thường lấy $\beta = 16^o \div 25^o$.

Lực dọc trục cần thiết để tạo mômen phanh yêu cầu M_p là:

$$P = \frac{M_p \cdot \sin\frac{\beta}{2}}{R_{tb}.f} \tag{3.68}$$

Lực T cần có của lò xo để đóng phanh:

$$T = \frac{P}{\eta} \cdot \frac{a}{b}$$

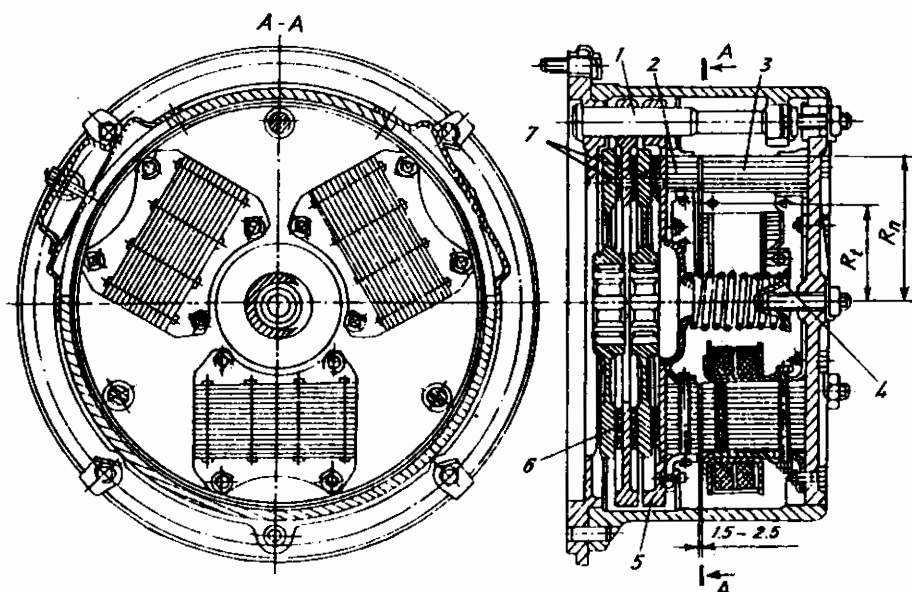
với $\eta = 0,9 \div 0,95$ - hiệu suất tay đòn.

Chiều rộng mặt nón xác định theo áp lực cho phép của mặt ma sát [p]:

$$B = \frac{P}{2\pi.R_{tb}.[p].\sin\frac{\beta}{2}}$$

Phanh đĩa có nguyên lí hoàn toàn giống như phanh nón. Có thể coi phanh đĩa là phanh nón với góc nón $\beta/2 = 90^o$.

Phanh đĩa và phanh nón với một mặt ma sát kể trên ít được dùng vì chúng đòi hỏi lực phanh P lớn. Để giảm lực phanh, người ta thường dùng phanh đĩa với nhiều mặt ma sát (hình 3.41).



Hình 3.41: Phanh đĩa

Phanh gồm các đĩa ma sát 5 không quay và có thể dịch chuyển dọc trục theo chốt dẫn hướng 1. Trên các đĩa 5 có gắn các bề mặt ma sát 6. Các đĩa thép 7 không có bề mặt ma sát lắp bằng then hoa với trục phanh. Phanh đóng nhờ lực lò xo 4 ép các đĩa 5 vào các đĩa 7. Phanh mở nhờ nam châm điện 3 với ngàm hút 2 gắn cố định trên đĩa 5. Các bề mặt ma sát có thể làm việc không có bôi trơn, bôi trơn bằng mỡ hoặc trong bể dầu.

Bán kính trong R_t của bề mặt ma sát chọn nhỏ nhất có thể theo yêu cầu kết cấu. Bán kính ngoài thường lấy $R_n = (1,25 \div 2,5)R_t$. Để đảm bảo bôi trơn tốt, các đĩa làm việc trong bể dầu, nên lấy $R_n - R_t \leq 60$ mm.

Lực dọc cần trục cần thiết để tạo mômen phanh yêu cầu:

$$P = \frac{M_p}{Z.R_{tb}.f} \qquad (3.69)$$

Trong đó:

Z - số đôi mặt ma sát ;

f - hệ số ma sát ;

R_{tb} - bán kính trung bình. Nếu coi công do ma sát ở mọi điểm của bề mặt tiếp xúc như nhau, $R_{tb} = (R_n + R_t)/2$.

Áp lực trên bề mặt ma sát phải kiểm tra theo công thức:

$$p = \frac{P}{\pi.(R_n^2 - R_t^2)} \leq [p] \quad (3.70)$$

Áp lực cho phép của một số loại vật liệu trong phanh áp trục cho ở bảng 3.5.

Bảng 3.5. Giá trị áp lực cho phép [p] đối với phanh áp trục, N/mm²

Vật liệu ma sát	Không bôi trơn	Bôi trơn bằng mỡ	Trong bể dầu
Kim loại trên kim loại	0,2	0,4	0,8
Vật liệu ma sát dệt hay đan trên kim loại	0,3	0,6	0,8
Vật liệu ma sát cán ép trên kim loại	0,6	1,0	1,2

Bước dịch chuyển của đĩa ép ngoài cùng:

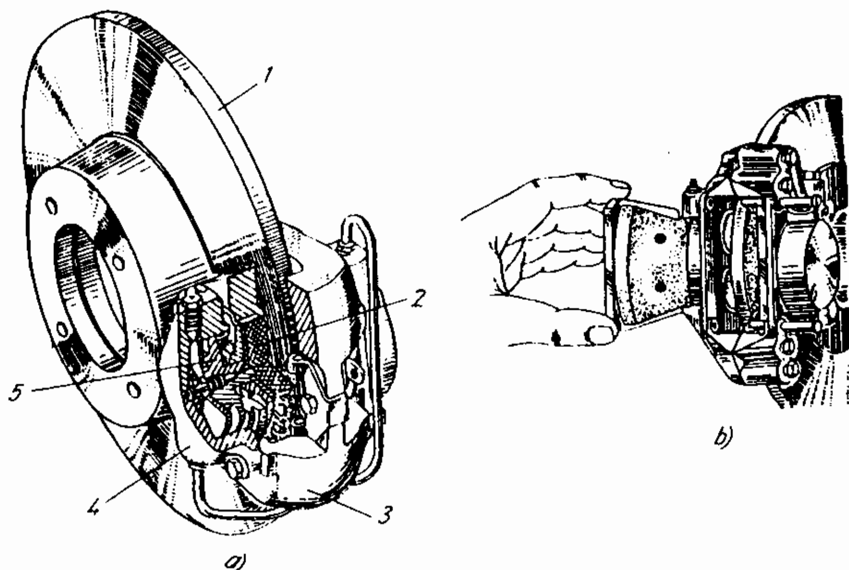
$$h = \Delta.i$$

Trong đó:

Δ - khe hở trung bình giữa các đĩa ; với đĩa có lót vật liệu ma sát Δ ≥ 0,75 mm, với đĩa kim loại khô Δ ≥ 0,5 mm, với đĩa kim loại làm việc trong bể dầu Δ ≥ 0,2 mm ;

i - số lượng đĩa ma sát.

Hiện nay trên máy xây dựng thường dùng loại phanh đĩa hãm bằng má phanh. Phanh gồm một đĩa kim loại lắp trên trục phanh và quay cùng trục phanh giữa hai má phanh. Có thể dùng hai cặp má phanh đặt đối xứng qua trục phanh. Các má phanh ép trên hai bề mặt của đĩa phanh nhờ lực lò xo hoặc dẫn động thủy lực, khí nén. Trên hình 3.42 giới thiệu phanh đĩa hãm bằng má phanh điều khiển bằng thủy lực. Khi tác dụng lên



Hình 3.42: *Phanh đĩa hãm bằng má phanh điều khiển bằng thủy lực*

bàn đạp phanh, dầu có áp đi vào khoang xilanh 4 đẩy các pittông 5 ép các má phanh 2 lên hai mặt bên của đĩa 1. Các xilanh 4 cùng má phanh được liên kết khớp với ụ cố định 3 và nằm đối xứng về hai phía so với đĩa 1. Khi ngừng tác động lên bàn đạp phanh, dầu trong xilanh không có áp lực và do độ đàn hồi của má phanh mà má phanh cùng pittông tách khỏi đĩa 1.

Phanh đĩa hãm bằng má phanh rất tiện lợi trong sử dụng vì rất dễ kiểm tra độ mòn và thay má phanh (hình 3.42b). Có thể đặt hai cặp má phanh đối xứng qua trục phanh để giảm tải trọng hướng trục lên trục phanh. Do bề mặt đĩa tiếp xúc với má phanh không lớn, 85 ÷ 90% diện tích bề mặt đĩa hở nên nó có khả năng thoát nhiệt nhanh.

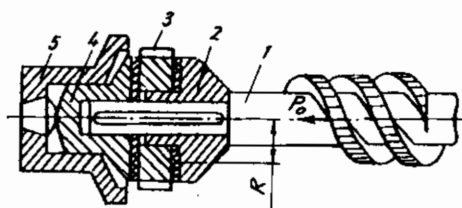
3.3.5. Phanh tự động

Phanh tự động là phanh dùng nội lực của cơ cấu để tạo lực phanh. Lực phanh do cơ cấu tạo nên thường là lực dọc trục nên trong phanh tự động thường sử dụng kết cấu của phanh đĩa hoặc phanh nón.

a) Phanh tự động với mặt ma sát không tách rời

Loại phanh này thường dùng trong các cơ cấu quay tay có truyền động trục vít - bánh vít, đặc biệt là trong các palăng xích kéo tay dùng trục vít. Lực đóng phanh P là lực chiều trục của trục vít do vật nâng gây nên.

Phanh tự động với mặt ma sát không tách rời (hình 3.43) gồm các đĩa 2 và 4 lắp trên trục vít 1 bằng then dẫn hướng, giữa chúng có bánh cóc 3 lắp lồng không trên moayơ của đĩa 2 và có hai mặt ma sát với các đĩa 2 và 4. Đĩa 4 có ngõng tựa lên vỏ cố định 5 của truyền động trục vít - bánh vít bằng ổ đỡ - chặn. Bánh cóc 3 chỉ cho phép quay theo chiều nâng vật.



***Hình 3.43:** Phanh tự động với mặt ma sát không tách rời*

Vật nâng Q gây ra mômen tải trên bánh vít của bộ truyền, mômen này tạo ra lực chiều trục P_o luôn hướng từ phải sang trái ép các mặt ma sát không tách rời.

Khi nâng vật, quay tay quay cùng trục vít theo chiều nâng vật, bánh cóc quay cùng với các đĩa và trục vít, con cóc trượt tự do trên các răng của bánh cóc. Khi giữ vật ở trạng thái treo, trọng lượng vật nâng gây mômen tải trên bánh vít và mômen này tạo lực chiều trục P_o ép chặt các đĩa 2 và 4 vào bánh cóc 3. Nhờ lực ma sát giữa bánh cóc với các đĩa mà con cóc giữ bánh cóc cùng trục vít không cho quay theo chiều hạ. Để hạ vật, ta quay tay quay theo chiều hạ, bề mặt ma sát giữa các đĩa và bánh cóc bị trượt làm vật hạ xuống.

Mômen tải trên bánh vít do vật nâng gây ra:

$$M_{bv} = \frac{Q}{a} \cdot \frac{D_t}{2} \cdot \eta_p . \eta_t$$

Trong đó:

Q- tải trọng nâng;

D_t - đường kính danh nghĩa của tang;

a - bội suất của palăng nâng vật;

η_p , η_t - hiệu suất của palăng và tang.

Như vậy lực chiều trục do vật nâng gây trên trục vít được tính theo công thức:

$$P_o = \frac{2M_{bv}}{D_{bv}} = \frac{Q}{a} \cdot \frac{D_t}{D_{bv}} \cdot \eta_p . \eta_t \tag{3.71}$$

Trong đó: D_{bv} - đường kính vòng tròn chia của bánh vít.

Mômen tải trên trục vít:

$$M_{tv} = \frac{M_{bv}}{i} \cdot \eta_v = \frac{Q.D_t}{2a.i} \cdot \eta_p . \eta_t . \eta_v$$

Trong đó:

i - tỉ số truyền của bộ truyền trục vít - bánh vít;

η_v - hiệu suất của bộ truyền trục vít - bánh vít.

Vậy mômen phanh cần thiết phải tạo ra trên trục vít là:

$$M_p = \beta.M_{tv} = \frac{\beta.Q.D_t}{2a.i} \cdot \eta_p . \eta_t . \eta_v$$ với hệ số an toàn $\beta = 1,2 \div 1,25$.

Lực dọc trục cần thiết để tạo mômen phanh yêu cầu theo công thức (3.69):

$$P = \frac{M_p}{Z.R.f} = \frac{\beta.Q.D_t}{2Za.i.R.f} \cdot \eta_p . \eta_t . \eta_v \tag{3.72}$$

Trong đó:

Z - số đôi mặt ma sát của phanh đĩa; với sơ đồ kết cấu trên hình 3.43 ta có Z = 2;

R - bán kính trung bình của mặt ma sát.

Muốn dùng lực chiều trục P_o để tạo mômen phanh yêu cầu thì phải đảm bảo điều kiện $P_o \geq P$. Từ (3.71) và (3.72) ta có:

$$\frac{Q \cdot D_t}{a.D_{bv}} \cdot \eta_p . \eta_t \geq \frac{\beta.Q.D_t}{2Z.a.i.R.f} . \eta_p . \eta_t . \eta_v$$

Hay:

$$\frac{\beta.D_{bv}}{2Z.i.R.f} . \eta_v \leq 1 \tag{3.73}$$

Chú ý : *Nếu điều kiện (3.73) không đảm bảo thì phải điều chỉnh các thông số của phanh đĩa, cụ thể là tăng R, f và Z.*

Muốn hạ vật ta phải tác dụng vào tay quay đặt trên trục vít một mômen theo chiều hạ là:

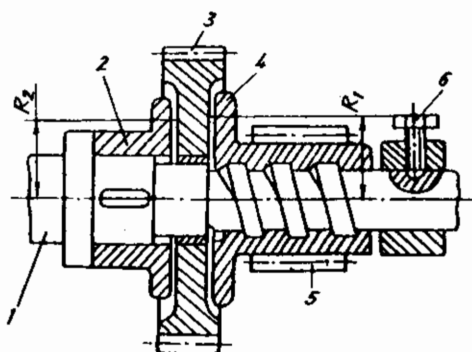
$$M_h = M_p - M_{tv} = (\beta - 1)M_{tv}$$

Như vậy muốn hạ vật ta phải tiêu hao năng lượng. Đây là nhược điểm cơ bản của loại phanh này. Để giảm M_h có thể dùng giá trị β nhỏ song nếu hệ số an toàn quá nhỏ (β = 1) phanh sẽ không ổn định và kém an toàn.

b) Phanh tự động với mặt ma sát tách rời

Loại phanh này thường dùng cho các cơ cấu có bộ truyền bánh răng trụ. Với dẫn động máy, phanh thường được đặt trên trục thứ hai sau trục động cơ để giảm ảnh hưởng của tải trọng động các phần quay đến quá trình làm việc của phanh. Với dẫn động tay, phanh thường được đặt ở trục dẫn động. Sơ đồ kết cấu phanh tự động với mặt ma sát tách rời cho ở hình 3.44.

Phanh gồm trục có ren truyền động 1 được dẫn động từ động cơ qua một cặp bánh răng và truyền mômen xoắn qua bánh răng 5 đến tang cuốn cáp. Đĩa 2 lắp trên trục bằng then, đĩa 4 làm cùng một chi tiết với bánh răng 5 trong có tiện ren ăn khớp với ren của trục 1. Giữa các đĩa 2 và 4 có bánh cóc 3 lắp lồng không trên trục 1. Vít với ren hình thang hoặc chữ nhật có chiều ren sao cho khi nâng vật, bánh răng 5 dịch chuyển sang trái ép đĩa 4 vào bánh cóc. Bánh cóc chỉ cho phép quay theo chiều nâng vật.



***Hình 3.44:** Phanh tự động với mặt ma sát tách rời*

Khi trục 1 quay theo chiều nâng vật, các đĩa 2 và 4 ép chặt vào bánh cóc tạo thành một khối quay cùng với trục 1 để nâng vật. Khi giữ vật ở trạng thái treo, dưới tác dụng của trọng lượng vật nâng, đĩa 2 và 4 vẫn ép chặt vào bánh cóc 3 và con cóc giữ cho bánh cóc cùng trục 1 không cho quay theo chiều hạ.

Khi trục 1 quay theo chiều hạ vật với vận tốc không đổi ω_1, bánh răng 5 dịch chuyển sang phải tách đĩa 4 khỏi bánh cóc 3 và vật nâng hạ xuống do trọng lượng của nó. Vật nâng tiếp tục rơi do trọng lực cho đến khi vận tốc góc của bánh răng 5 (cùng chiều với ω_1) tăng dần và bằng ω_1 thì bánh răng ngừng dịch chuyển sang phải (vận tốc góc tương đối giữa trục 1 và bánh răng 5 bằng không). Vận tốc góc của bánh răng 5 tiếp tục tăng và khi lớn hơn ω_1 nó lại dịch chuyển sang trái ép dần đĩa 4 vào bánh cóc 3 làm vận tốc góc của bánh răng 5 giảm, cho đến khi nhỏ hơn ω_1 nó lại tách đĩa 4 khỏi bánh cóc 3 và lặp lại quá trình trên. Như vậy vật nâng được hạ theo chu kì lặp đi lặp lại. Để tốc độ hạ được đều người ta rút ngắn chu kì dịch chuyển của bánh răng 5 bằng vòng điều chỉnh 6 sao cho khe hở giữa 6 và bánh răng 5 nhỏ nhất có thể.

Để phanh làm việc êm, mặt ma sát thường được tra dầu. Với cơ cấu dẫn động máy, phanh được đặt trong bể dầu. Trong phanh tự động với mặt ma sát tách rời, quãng đường phanh phụ thuộc vào tỉ lệ giữa lực quán tính của các phần quay trong cơ cấu và trọng lượng vật nâng quy về trục đặt phanh. Trọng lượng vật nâng càng nhỏ thì quãng đường phanh càng lớn và ngược lại. Để giảm quãng đường phanh, trong các cơ cấu nâng dẫn động máy, người ta thường đặt thêm phanh thường đóng trên trục động cơ để dập tắt động năng của các phần quay trong cơ cấu từ trục động cơ đến trục đặt phanh.

Mômen xoắn do vật nâng gây ra trên trục đặt phanh:

$$M_x = \frac{Q.D_t}{2a.i}.\eta_1 \ ;$$

Trong đó:

Q - tải trọng nâng;

D_t - đường kính danh nghĩa của tang (tính đến tâm cáp);

a - bội suất của palăng nâng vật;

i và η_1 - tỉ số truyền và hiệu suất của truyền động tính từ trục đặt phanh đến trục tang.

M_x chính là mômen luôn có xu hướng ép đĩa 4 vào bánh cóc 3 và cân bằng với mômen do ma sát tại đĩa 4 với bánh cóc 3 và ma sát tại ren vít.

$$M_x = P.f.R_1 + P.r.tg(\alpha + \rho);$$

Trong đó:

f - hệ số ma sát giữa các đĩa và bánh cóc;

r - bán kính trung bình của ren vít;

ρ - góc ma sát của ren vít ($\rho = 2 \div 3^o$, làm việc trong bình dầu);

α - góc nâng của ren vít;

R_1 - bán kính trung bình của bề mặt ma sát giữa đĩa 4 và bánh cóc 3;

P - lực dọc trục để tạo mômen phanh do trọng lượng vật nâng gây nên.

$$P = \frac{M_x}{f.R_1 + r.tg(\alpha + \rho)} = \frac{Q.D_t.\eta_1}{2a.i[f.R_1 + r.tg(\alpha + \rho)]} \qquad (3.74)$$

Với lực chiều trục P, phanh đĩa có thể tạo ra mômen phanh là:

$$M_o = P.f.R_1 + P.f.R_2$$

Trong đó: R_2 - bán kính trung bình của bề mặt ma sát giữa đĩa 2 và bánh cóc 3.

Vậy để phanh làm việc được, phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$M_o \geq \beta.M_x$$

hay

$$f(R_1 + R_2) \geq \beta[f.R_1 + r.tg(\alpha + \rho)] \qquad (3.75)$$

Trong đó: β là hệ số an toàn phanh.

§3.4. KHỚP NỐI

Khớp nối là cụm chi tiết nối các trục hoặc chi tiết máy quay với nhau để truyền mômen xoắn, đóng mở cơ cấu, giảm tải trọng động, ngăn ngừa quá tải hoặc điều chỉnh tốc độ v.v...

Theo công dụng, cấu tạo và nguyên lí làm việc, khớp nối gồm các loại sau:

- Khớp nối trục chặt: dùng để nối cứng hai trục có độ chính xác lắp ráp cao, gồm hai loại chính là nối trục chặt kiểu ống và kiểu đĩa.

- Khớp nối trục bù: dùng để nối các trục bị nghiêng hoặc bị lệch đối với nhau một khoảng cho phép do chế tạo, lắp ghép thiếu chính xác hoặc do trục bị biến dạng đàn hồi. Các kiểu khớp nối trục bù được dùng phổ biến hiện nay trong máy xây dựng là: khớp nối răng, khớp nối đàn hồi, khớp nối xích, khớp cacđăng.

- Li hợp: là một dạng của khớp nối có nhiệm vụ nối hoặc tách các trục bất kì lúc nào nhờ cơ cấu điều khiển. Theo nguyên lí làm việc, li hợp gồm ba loại chính: li hợp ăn khớp dựa trên sự ăn khớp giữa các vấu hoặc các răng của các nửa li hợp; li hợp ma sát ; li hợp điện từ.

- Khớp nối an toàn: dùng để giới hạn mômen tránh quá tải cho cơ cấu và điều chỉnh tốc độ quay. Theo nguyên lí làm việc, khớp giới hạn mômen dùng ma sát hoặc dùng chốt để tránh quá tải cho cơ cấu, khớp điều chỉnh tốc độ dùng lực li tâm.

- Khớp nối thủy lực và biến tốc thủy lực: là hai dạng chính của truyền động thủy động, thực hiện việc nối "mềm" giữa các trục. Chuyển động được truyền từ phần dẫn sang phần bị dẫn nhờ động năng của dòng chất lỏng tác động lên các cánh của bánh công tác. Khớp nối thủy lực và biến tốc thủy lực làm việc êm, đảm bảo an toàn khi quá tải và ngày càng được dùng phổ biến trong các loại máy xây dựng. Cấu tạo và nguyên lí làm việc của khớp nối thủy lực và biến tốc thủy lực được giới thiệu trong giáo trình "Truyền động thủy lực".

Thông số kĩ thuật cơ bản dùng để tính toán khớp nối là mômen xoắn của trục lắp khớp nối M_x. Giá trị M_x được xác định theo phương pháp tính toán tải trọng bên ngoài tác dụng lên trục tùy theo điều kiện làm việc và loại máy cụ thể. Trong quá trình truyền mômen xoắn, khớp nối còn chịu ảnh hưởng của tải trọng động, lực va đập và dao động của trục tùy theo điều kiện làm việc và đặc tính tải trọng của máy. Vì vậy mà khớp nối được tính toán không theo mômen xoắn danh nghĩa mà theo mômen xoắn tính toán M_{tt}:

$$M_{tt} = k.M_x$$

Trong đó:

k - hệ số tính toán tùy thuộc vào loại máy và chế độ làm việc, $k = 1,25 \div 4$;

$M_x = N/\omega$ - mômen xoắn của trục lắp khớp, N.m;

N - công suất trên trục, W;

$\omega = \pi n/30$ - vận tốc góc của trục, s^{-1};

n - tốc độ quay của trục, vg/ph.

Trong mục này, ta coi mômen xoắn tính toán M_{tt} đã xác định và là thông số cho trước để tính toán khớp.

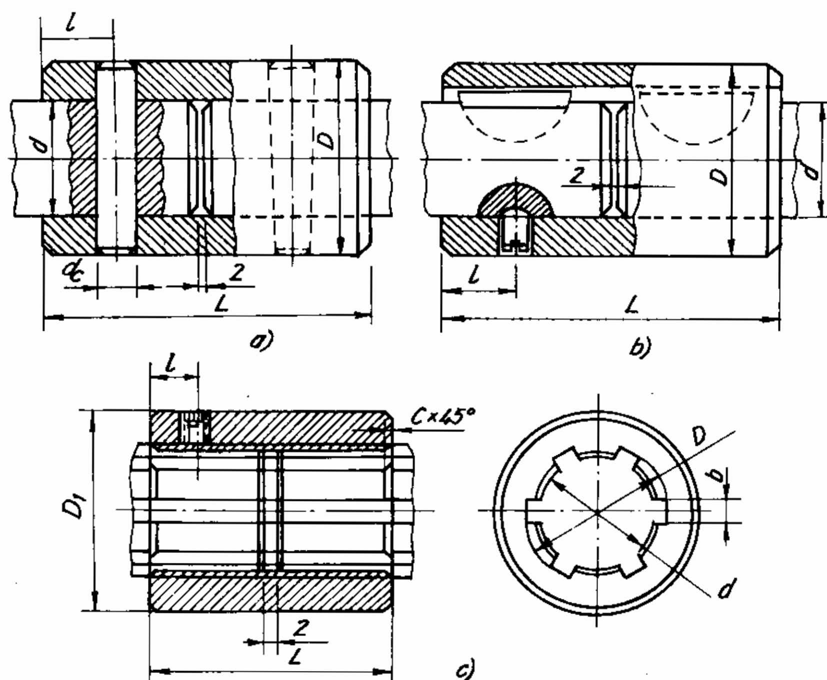
Các loại khớp nối nói chung đã được tiêu chuẩn hóa và chế tạo hàng loạt, đặc biệt là các loại khớp nối dùng trong máy nâng. Các thông số đặc trưng để chọn khớp tiêu chuẩn là mômen xoắn tính toán mà khớp truyền được và đường kính đầu trục. Đường kính đầu trục có thể xác định bằng phép tính toán trục theo xoắn thuần tuý với hệ số an toàn bền cao.

Các loại khớp nối được giới thiệu trong các giáo trình chi tiết máy, ôtô - máy kéo, truyền động thủy lực v.v... Trong mục này chỉ giới thiệu cấu tạo và phương pháp tính một số loại khớp nối thông dụng trong máy xây dựng.

3.4.1. Khớp nối trục chặt

Trong trường hợp trục dài, nếu làm trục liền sẽ gặp khó khăn trong chế tạo, vận chuyển và lắp ráp. Vì vậy người ta chế tạo trục thành nhiều đoạn ngắn và nối lại với nhau bằng khớp nối trục chặt kiểu ống (hình 3.45) hoặc kiểu đĩa (hình 3.46).

Khớp nối trục chặt kiểu ống gồm một ống lắp trên các đầu trục và truyền mômen xoắn qua ống nhờ các chốt (hình 3.45a), then (hình 3.45b) hoặc then hoa (hình 3.45c). Các chi tiết của khớp nối trục chặt thường làm bằng thép 45. Ưu điểm của khớp nối trục chặt kiểu ống là cấu tạo đơn giản, gọn (đường kính khớp nhỏ) và rẻ tiền. Nhược điểm là yêu cầu các đầu trục phải được lắp đặt rất chính xác và trong quá trình tháo,



Hình 3.45: Khớp nối trục chặt kiểu ống

lắp cần phải dịch chuyển trục hoặc ống theo phương dọc trục một khoảng lớn. Phương án dùng then hoặc then hoa cần phải có vít định vị ống trên trục. Tính toán then và then hoa theo giáo trình chi tiết máy. Trong phương án dùng chốt, chốt cần được kiểm tra theo sức bền cắt:

$$\tau_c = \frac{4M_{tt}}{d.\pi.d_c^2} \leq [\tau]_c$$

Trong đó:

M_{tt} - mômen xoắn tính toán, N.mm;

d, d_c - đường kính đầu trục và đường kính chốt, mm;

$[\tau]_c$ - ứng suất cho phép theo cắt, đối với chốt làm từ thép 45 thường lấy $[\tau]_c = 40$ N/mm^2.

Ống trong cả ba trường hợp được kiểm tra bền theo xoắn:

$$\tau_x = \frac{M_{tt}}{W_o} \approx \frac{M_{tt}}{0,2D^3\left[1+\left(\frac{d}{D}\right)^4\right]} \leq [\tau]_x$$

Trong đó:

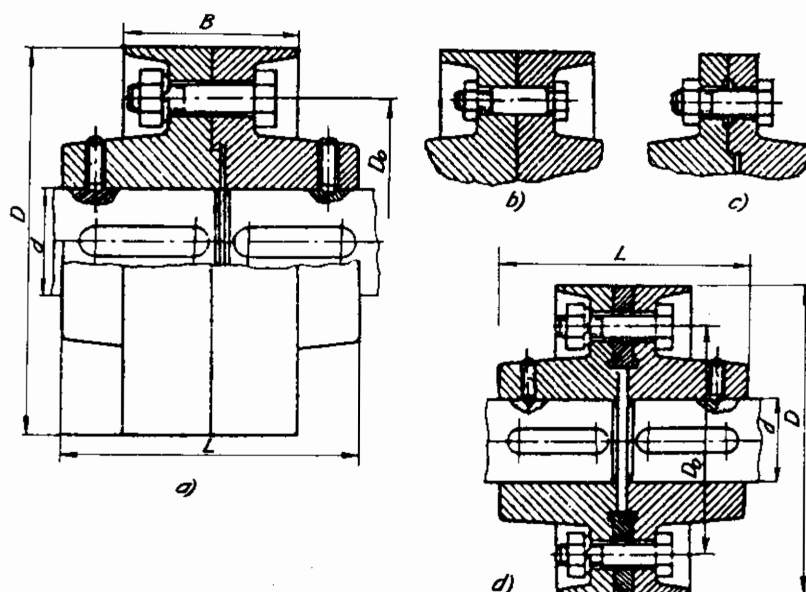
D - đường kính ngoài của ống, mm;

$[\tau]_x$ - ứng suất cho phép theo xoắn, thường lấy $[\tau]_x = 25$ N/mm^2 có tính đến sự giảm mômen chống xoắn của ống do có lỗ chốt hoặc rãnh then.

Khớp nối trục chặt kiểu đĩa (hình 3.46) là loại nối trục chặt chủ yếu, gồm hai đĩa có moayơ, mỗi đĩa lắp trên đầu trục bằng then hoặc mối ghép có độ dôi rồi dùng bulông bắt chặt hai đĩa với nhau. Trong trường hợp dùng then, các đĩa được định vị trên đầu trục bằng vít cấy chống dịch chuyển dọc trục. Các đĩa có thể được làm dưới dạng kín (hình 3.46a, b, d) hoặc dạng hở (hình 3.46c). Đĩa dạng kín có gờ che các bulông làm việc đảm bảo an toàn hơn và có thể dùng làm bánh phanh. Các đĩa được định tâm với nhau bằng các gờ định tâm được gia công cơ khí chính xác (hình 3.46a, c) hoặc các nửa vòng đệm định tâm (hình 3.46d). Việc sử dụng các đĩa với hai nửa vòng đệm định tâm cho phép tháo, lắp khớp nối và trục mà không cần dịch chuyển các đĩa trên đầu trục.

Khớp nối trục chặt kiểu đĩa có độ tin cậy cao, cấu tạo đơn giản, rẻ tiền và được dùng phổ biến hơn kiểu ống. Nhược điểm của chúng là yêu cầu lắp đặt chính xác các đầu trục, đặc biệt là độ vuông góc và song song với trục của các gờ định tâm đĩa, kích thước đường kính đĩa lớn so với loại ống. Các đĩa có moayơ thường được chế tạo bằng thép 40, thép đúc 35L hoặc gang xám. Các nửa vòng đệm định tâm, bulông và đai ốc thường được chế tạo từ thép 35.

Bulông liên kết với các đĩa bằng hai cách: lắp có khe hở (hình 3.46a) và lắp không có khe hở (hình 3.46b).



Hình 3.46: Khớp nối trục chặt kiểu đĩa

Khi dùng bulông lắp không có khe hở, các bulông được kiểm tra bền theo cắt:

$$\tau_c = \frac{8M_{tt}}{D_o.Z'.\pi.d^2} \le [\tau]_c$$

Trong đó:

D_o - đường kính vòng tròn tâm các bulông, mm;

d - đường kính bulông, mm;

Z' - số bulông chịu cắt lắp không có khe hở. Trên một khớp nối, số bulông lắp không có khe hở có thể ít hơn tổng số bulông Z (có thể lắp cách đều Z' = Z/2 số bulông không có khe hở và số còn lại lắp có khe hở và coi toàn bộ mômen do số bulông không có khe hở chịu);

$[\tau]_c \approx 0{,}25\sigma_c$ - ứng suất cho phép theo cắt ; σ_c - giới hạn chảy của vật liệu làm bulông (đối với CT3 lấy σ_c = 220 N/mm^2, thép 35 lấy σ_c = 320 N/mm^2...).

Khi dùng bulông lắp có khe hở, bulông chịu kéo và được tính theo lực xiết cần thiết để tạo nên lực ma sát đảm bảo cho nối trục có thể truyền được mômen xoắn M_{tt}:

$$V = \frac{2M_{tt}}{D_o.Z.f} \le [P] \qquad (3.76)$$

Trong đó:

Z - tổng số bulông trên khớp;

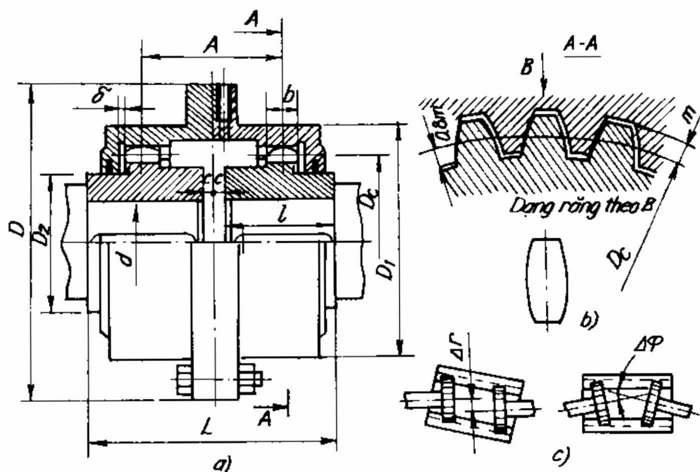
f - hệ số ma sát, f = 0,15 ÷ 0,2;

[P] - lực kéo cho phép đối với bulông.

Nếu điều kiện (3.76) không đảm bảo thì cần phải tăng số bulông Z hoặc dùng bulông có đường kính lớn hơn.

3.4.2. Khớp nối trục bù

Khớp nối răng được tiêu chuẩn hóa cho trục có đường kính 40 ÷ 560 mm với mômen xoắn tới 10^6N.m. Khớp nối răng (hình 3.47) gồm hai moayơ lắp trên đầu trục bằng then với các răng ngoài dạng răng thân khai ăn khớp với các răng trong của vỏ khớp. Hai nửa vỏ khớp liên kết với nhau bằng bulông. Khớp nối răng có thể bù trừ mọi sai lệch hướng tâm, hướng kính... góc sai lệch cho phép $\Delta\varphi \leq 1^o$ (xem hình 3.47c) nhưng khớp nối răng không có tác dụng giảm va đập và tải trọng động. Khớp nối răng được sử dụng phổ biến trên các máy hạng nặng, công suất lớn. Để bù trừ các sai lệch, đỉnh các răng ngoài của moayơ làm dưới dạng cung tròn và moayơ có khe hở mặt đầu với vỏ δ (hình 3.47a); bề mặt tiếp xúc của răng làm cong (mặt cắt răng ngoài của moayơ có dạng tang trống) và các răng ăn khớp với khe hở mặt bên lớn (hình 3.47b). Các chi tiết của khớp răng thường làm từ thép 40 và 45L, bề mặt răng ngoài của moayơ thường có độ cứng lớn hơn bề mặt răng trong của vỏ với độ cứng không dưới HRC35. Để giảm độ mòn, khớp răng được bôi trơn bằng dầu có độ nhớt cao. Tính toán ăn khớp răng và kiểm tra bền theo giáo trình chi tiết máy. Khi tính toán độ bền mòn của răng, ta coi tải trọng tác dụng đều lên các răng và các răng tiếp xúc với nhau theo toàn bộ mặt bên răng với chiều rộng b và chiều cao h = 0,8m + m. Điều kiện kiểm tra độ bền mòn:



Hình 3.47: Khớp nối răng

$$p = \frac{M_{tt}}{0,9.b.D_c^2} \leq [p]$$

Trong đó:

b - chiều rộng răng, mm;

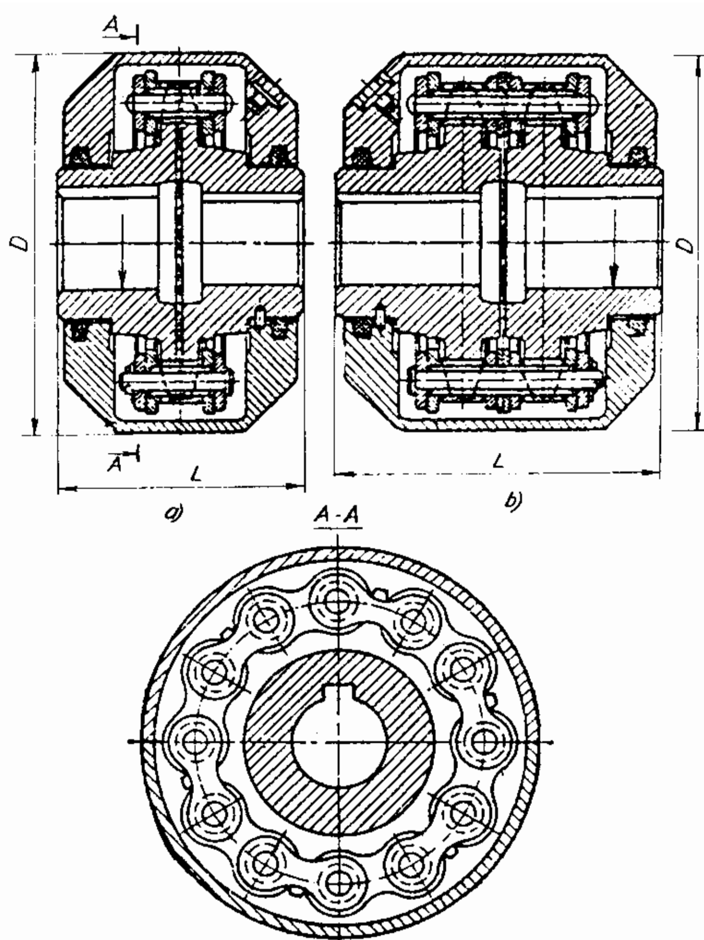
D_c = m.Z - đường kính vòng tròn chia của răng, mm;

m, Z - môđun ăn khớp và số răng;

[p] = 12 ÷ 15 N/mm² - áp lực cho phép.

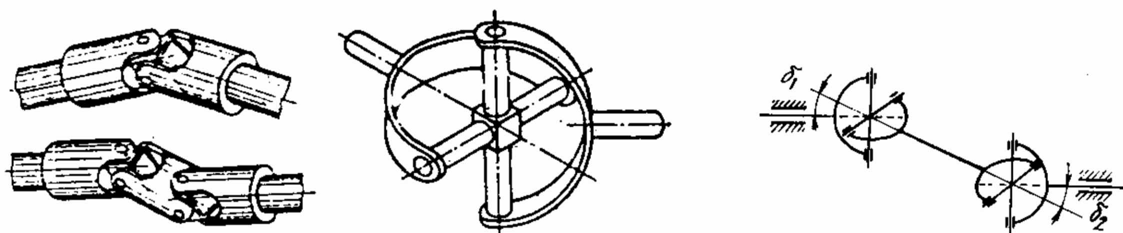
Khớp nối xích (hình 3.48) gồm hai đĩa xích có số răng như nhau lắp trên hai đầu trục, một vòng xích ăn khớp với cả hai đĩa xích, ngoài cùng là vỏ che kín có lỗ tra dầu

bôi trơn. Vòng xích thường dùng loại xích ống con lăn loại một dãy (hình 3.48a) hoặc hai dãy (hình 3.48b). Khớp nối xích một dãy thường dùng để nối trục có đường kính 18 đến 125 mm, mômen xoắn tới 6300 N.m, cho phép góc lệch trục tới 1^o và độ lệch hướng kính 0,5 đến 1,2 mm. Do khớp nối xích có độ rơ lớn mà chúng không được sử dụng trong cơ cấu có trục quay đổi chiều và có lực va đập lớn. Ưu điểm của khớp nối xích là: cấu tạo đơn giản, tương đối nhỏ gọn, dễ tháo lắp mà không cần dịch chuyển dọc trục và có sử dụng chi tiết thông dụng là xích. Đĩa xích có thể được chế tạo từ thép 45 hoặc thép 20X có nhiệt luyện.



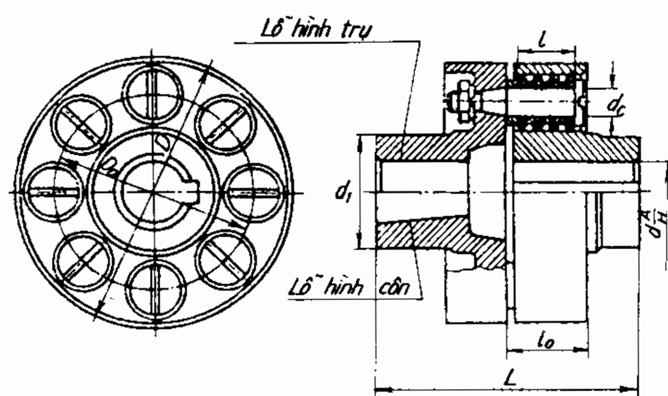
Hình 3.48: *Khớp nối xích*

Khớp cacđăng dùng để nối các trục không cùng nằm trên một đường thẳng, cắt nhau một góc tới 40^o và góc này có thể thay đổi trong quá trình làm việc. Sở dĩ chuyển động quay truyền được giữa hai trục có góc lệch lớn như vậy là do khớp cacđăng có hai khớp bản lề có trục vuông góc với nhau. Nếu dùng một đôi cacđăng đặt ở hai đầu trục trung gian thì có thể làm tăng góc lệch giữa trục dẫn và bị dẫn. Khi trục dẫn quay với tốc độ đều thì trục bị dẫn với một cacđăng sẽ có tốc độ quay không đều. Khi dùng một đôi cacđăng với trục trung gian có thể đảm bảo tốc độ quay đều của trục bị dẫn với khoảng cách truyền tương đối lớn nếu trục của các khớp bản lề lắp trên trục trung gian song song với nhau và góc lệch $\delta_1 = \delta_2$ (xem hình 3.49).



Hình 3.49: *Khớp cacđăng*

Khớp nối đàn hồi, ngoài việc có thể bù trừ các sai lệch giữa các đầu trục, còn có tác dụng giảm va đập và chấn động, đề phòng cộng hưởng do dao động xoắn. Trong máy xây dựng dùng phổ biến nhất là khớp nối đàn hồi có ống lót cao su chịu nén (hình 3.50), đặc biệt là trong các cơ cấu dẫn động bằng động cơ điện. Khớp gồm hai nửa khớp lắp với các đầu trục bằng then (đầu trục hình trụ hoặc côn). Các nửa khớp liên kết với nhau bằng các chốt để truyền mômen. Đuôi hình côn của chốt được bắt cứng với một nửa khớp, đầu kia của chốt có bọc vòng cao su chuyên dùng và được lắp vào các lỗ của nửa khớp còn lại (hình 3.50). Khớp nối đàn hồi có ống lót cao su được chế tạo cho trục có đường kính 16 ÷ 150 mm, mômen tới 1500 N.m và có thể bù trừ sai lệch hướng kính (0,3 ÷ 0,6 mm), hướng tâm và sai lệch góc (đến 1^o). Các nửa khớp thường được chế tạo từ gang xám, đối với khớp lắp trên trục quay nhanh có thể được chế tạo từ thép 30 hoặc 35L. Chốt được làm từ thép 45. Như đã mô tả ở trên, chốt được lắp cứng với nửa khớp bên trái (xem hình 3.50) và trong quá trình truyền mômen xoắn nó làm việc như một dầm công xôn chịu uốn. Điều kiện kiểm tra chốt theo sức bền uốn là:



Hình 3.50: Khớp nối đàn hồi có ống lót cao su

$$\sigma_u = \frac{10M_{tt}.l_0}{D_o.Z.d_c^3} \le [\sigma]_u$$

Trong đó:

l_o - chiều dài phần chốt làm việc như công xôn;

D_o - đường kính vòng tròn tính đến tâm chốt;

d_c, Z - đường kính chốt và số chốt trên khớp;

$[\sigma]_u$ - ứng suất cho phép của chốt (80 - 90 N/mm^2).

Ống lót cao su được kiểm tra theo sức bền dập:

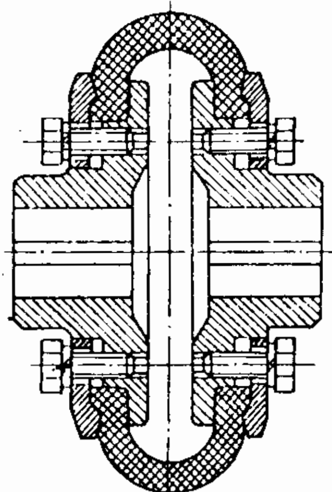
$$\sigma_d = \frac{2M_{tt}}{D_o.Z.d_c.l} \le [\sigma]_d$$

Trong đó:

l - chiều dài ống lót cao su;

$[\sigma]_d$ - ứng suất dập cho phép, đối với cao su thường lấy $[\sigma]_d$ = 1,8 ÷ 2 N/mm^2.

Khớp nối đàn hồi với vành cao su sợi mành chịu xoắn (hình 3.51) gồm vành đàn hồi kiểu lốp xe bắt lên các nửa khớp nhờ bulông và vành kẹp. Loại khớp này có khả năng giảm chấn tốt, dễ tháo lắp thay thế chi tiết đàn hồi và không có bộ phận chịu mài mòn, do khớp có độ cứng thay đổi mà có thể tránh được hiện tượng cộng hưởng do dao động xoắn. Tùy theo kích thước của khớp mà độ sai lệch mà khớp có thể bù trừ được là rất lớn: sai lệch tâm 3 ÷ 6 mm; sai lệch hướng kính 2 ÷ 6 mm; góc lệch 2 ÷ 6°; mỗi nửa khớp có thể xoay tương đối so với nửa khớp kia 5 ÷ 30°. Vành cao su đàn hồi được kiểm tra bền theo điều kiện sau:



Hình 3.51: *Khớp nối đàn hồi với vành cao su chịu xoắn*

$$\frac{2M_{tt}}{\pi.D_1^2.\delta} \le [\tau]$$

Trong đó:

D_1 - đường kính vành cao su tại mặt cắt gần vành kẹp;

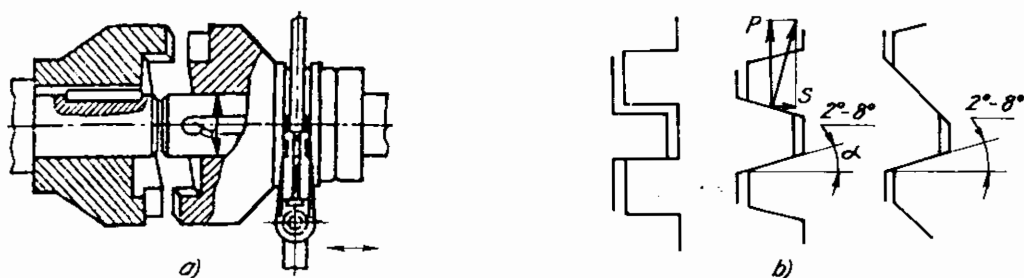
δ - chiều dày vành cao su;

$[\tau]$ - ứng suất cho phép, $[\tau] \approx 0{,}4$ N/mm^2.

Ngoài ra trong máy xây dựng còn dùng loại khớp vấu với đệm đàn hồi hình sao.

3.4.3. Li hợp

Li hợp vấu (hình 3.52) là loại li hợp ăn khớp truyền được mômen xoắn lớn và dùng trong trường hợp yêu cầu độ êm dịu không cao khi đóng mở li hợp. Đĩa bị động của li hợp thường được lắp cố định trên trục dẫn động còn đĩa chủ động lắp trên trục bị dẫn, có thể dịch chuyển dọc trục theo then dẫn hướng hoặc then hoa để đóng mở li hợp nhờ



Hình 3.52: *Li hợp vấu và prôfin của vấu ăn khớp*

cơ cấu điều khiển. Sở dĩ đĩa chủ động được lắp trên trục bị dẫn để giảm mòn cho cơ cấu đóng mở li hợp vì trục bị dẫn chỉ quay khi li hợp đóng và chỉ khi đó mới có sự trượt giữa đĩa chủ động và tay đòn điều khiển. Trên bề mặt các đĩa có các vấu, khi đóng li hợp, các vấu ăn khớp với nhau để truyền mômen xoắn. Các vấu thường có prôfin hình chữ nhật hoặc hình thang (hình 3.52b). Vấu hình chữ nhật đòi hỏi lắp đặt chính xác các đĩa và đóng li hợp chỉ thực hiện khi trục không quay. Giữa các vấu chữ nhật ăn khớp cần phải có khe hở nên sẽ bị va đập khi đổi chiều quay. Vấu hình thang cho phép đóng li hợp khi trục quay trong trường hợp máy chạy không tải và chênh lệch vận tốc dài giữa các vấu của hai đĩa không quá 1 m/s. Vấu hình thang khi ăn khớp xuất hiện lực dọc trục S tác dụng ngược chiều đóng li hợp (hình 3.52b). Vì vậy góc nghiêng cạnh bên của hình thang $\alpha = 2 \div 8^0$ để đảm bảo tự hãm và giảm lực đóng li hợp. Nếu trục chỉ quay theo một chiều (không đổi chiều) thì có thể dùng vấu hình thang không cân đều hai bên.

Trong quá trình làm việc, các vấu chịu uốn có va đập và chịu mài mòn. Độ bền mòn được kiểm tra theo điều kiện sau:

$$\frac{3M_u}{D_o.Z.b.h} \leq [p]$$

Trong đó:

D_o - đường kính trung bình của các vấu;

Z - số vấu trên đĩa;

b, h - chiều dài và chiều cao vấu.

Lực dọc trục cần thiết để đóng (lấy dấu +), mở (lấy dấu -) li hợp vấu:

$$Q = \frac{2M_u}{D_o}\left[f \cdot \frac{D_o}{d} \pm tg(\alpha \pm \rho)\right]$$

Trong đó:

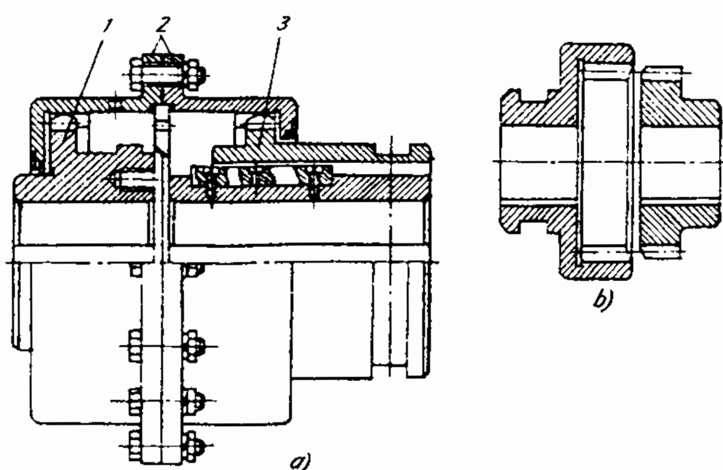
d - đường kính trục lắp đĩa chủ động (hình 3.52a);

f - hệ số ma sát;

α - góc nghiêng mặt bên của vấu (hình 3.52b);

ρ - góc ma sát.

Li hợp ăn khớp răng có cấu tạo gần giống với khớp nối răng. Đĩa răng 1 lắp cố định trên trục dẫn (hình 3.53a), khi cần mở li hợp, cần phải dịch chuyển đĩa răng 3 dọc trục sang trái để các răng của nó không ăn khớp với các răng



Hình 3.53: Li hợp ăn khớp răng

trong của vỏ 2 nữa. Trên hình 3.53b là li hợp ăn khớp răng loại hở (không có vỏ), trục dẫn và bị dẫn được lắp với các đĩa có răng trong và răng ngoài ăn khớp với nhau khi đóng li hợp.

Li hợp ma sát có thể đóng để truyền chuyển động khi có tải và làm việc êm. Khi tác dụng một lực dọc trục Q lên đĩa chủ động của li hợp ma sát kiểu đĩa (hình 3.54a), li hợp đóng để truyền mômen xoắn nhờ lực ma sát giữa các đĩa. Nếu coi lực ma sát phân bố đều trên bề mặt hình vành khăn của đĩa thì tổng lực ma sát f.Q tác dụng lên đĩa với bán kính tương đương R_{td}:

$$R_{td} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - D_1^3}{D^2 - D_1^2}$$

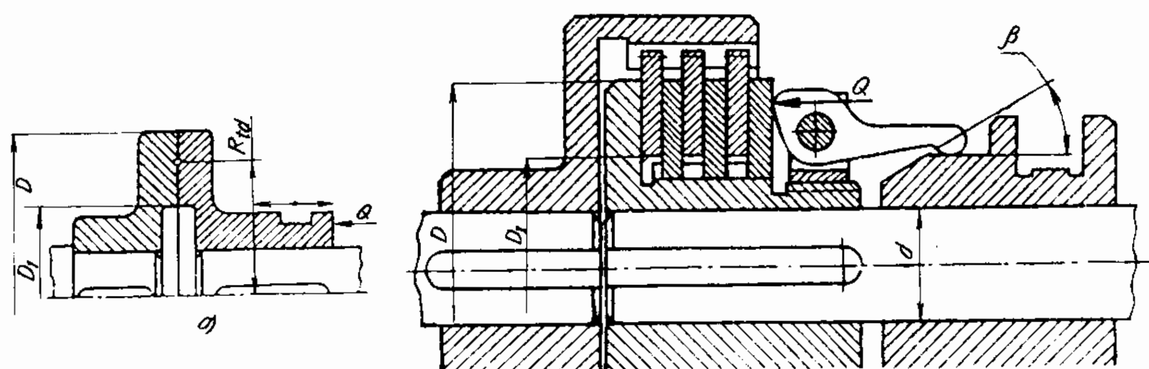
Khi tăng lực Q, mômen ma sát $M_{ms} = f.Q.R_{td}$ tăng cho đến khi $M_{ms} = M_{t}$ thì li hợp đóng hoàn toàn và hai trục sẽ quay cùng tốc độ. Lực Q cần thiết để đóng li hợp xác định theo công thức:

$$Q = \frac{M_{t}}{\frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - D_1^3}{D^2 - D_1^2} . f}$$

Để giảm lực dọc trục Q và giảm kích thước đĩa, có thể dùng li hợp ma sát với nhiều đĩa (hình 3.54b). Khi đó lực đóng li hợp nhiều đĩa Q được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{M_{t}}{\frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - D_1^3}{D^2 - D_1^2} . f.Z} \quad ;$$

Trong đó: Z - số cặp bề mặt ma sát của li hợp (Z = n - 1 với n là tổng số đĩa trong li hợp). Thường lấy Z là một số chẵn trong đó số đĩa chủ động là Z/2 và số đĩa bị động là Z/2 + 1.



Hình 3.54: Li hợp ma sát kiểu đĩa

Ngoài ra, để giảm lực Q, bề mặt các đĩa được gắn các tấm lót có hệ số ma sát cao và chịu mài mòn tốt. Điều kiện bền mòn của các bề mặt ma sát:

$$\frac{12M_{tt}}{\pi.(D^3 - D_1^3).f.Z} \leq [p]$$

Theo điều kiện bền mòn, lực đóng li hợp cho phép được xác định theo công thức:

$$[Q] = [p].\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - D_1^2)$$

Cách kích thước cơ bản của li hợp ma sát được lấy theo kinh nghiệm từ kích thước trục d (xem bảng 3.6).

Bảng 3.6. Công thức kinh nghiệm xác định các kích thước cơ bản của li hợp ma sát

Thông số	Đĩa trong bể dầu	Đĩa khô
D_1	$(1,5 \div 2)d$	$(2 \div 3)d$
D	$(1,5 \div 2)D_1$	$(1,5 \div 2,5)D_1$
Z	≤ 16	≤ 6

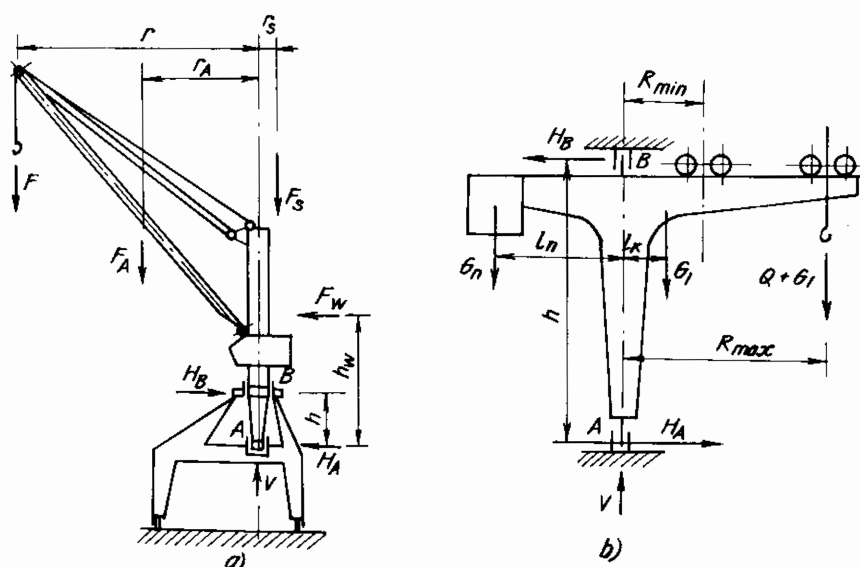
Hệ số ma sát của các cặp ma sát khô lấy như sau: chất dẻo trên nền amiăng với thép hoặc gang $f = 0,25 \div 0,4$; kim loại gốm với thép tôi $f = 0,35 \div 0,45$; gang với gang $f = 0,14 \div 0,18$; thép tôi với thép tôi hay gang $f = 0,06 \div 0,08$. Hệ số ma sát giữa kim loại gốm với thép tôi ngâm trong dầu $f = 0,08 \div 0,12$.

§3.5. THIẾT BỊ TỰA QUAY

Thiết bị tựa quay là bộ phận liên kết giữa phần quay và phần không quay của những máy có chuyển động quay quanh trục thẳng đứng như các loại cần trục quay, máy đào một gầu, máy đào ngang nhiều gầu hệ rôto, máy đóng cọc, máy khoan v.v... Nhờ có thiết bị tựa quay (TBTQ) mà tải trọng được truyền từ phần quay xuống phần không quay và từ đó xuống nền và máy có thể quay quanh trục thẳng đứng một cách nhẹ nhàng. Việc lựa chọn loại TBTQ phụ thuộc vào công dụng và cấu tạo chung của máy. Theo đặc điểm lắp đặt và cấu tạo, TBTQ gồm hai loại: TBTQ nằm trong mặt phẳng đứng (TBTQ trên cột) và TBTQ nằm trong mặt phẳng ngang (vòng tựa quay).

3.5.1. Thiết bị tựa quay trên cột

TBTQ trên cột gồm hai loại: TBTQ trên cột quay (hình 3.55) và TBTQ trên cột cố định (hình 3.56). Do có kết cấu chiếm ít diện tích nên TBTQ trên cột được dùng nhiều ở cần trục cảng (hình 3.55a - loại cột quay), cần trục nổi (hình 3.56a - loại cột cố định), cần trục quay tĩnh tại trong các phân xưởng cơ khí, nhà ga v.v... (hình 3.55b - loại cột quay và hình 3.56b - loại cột cố định).



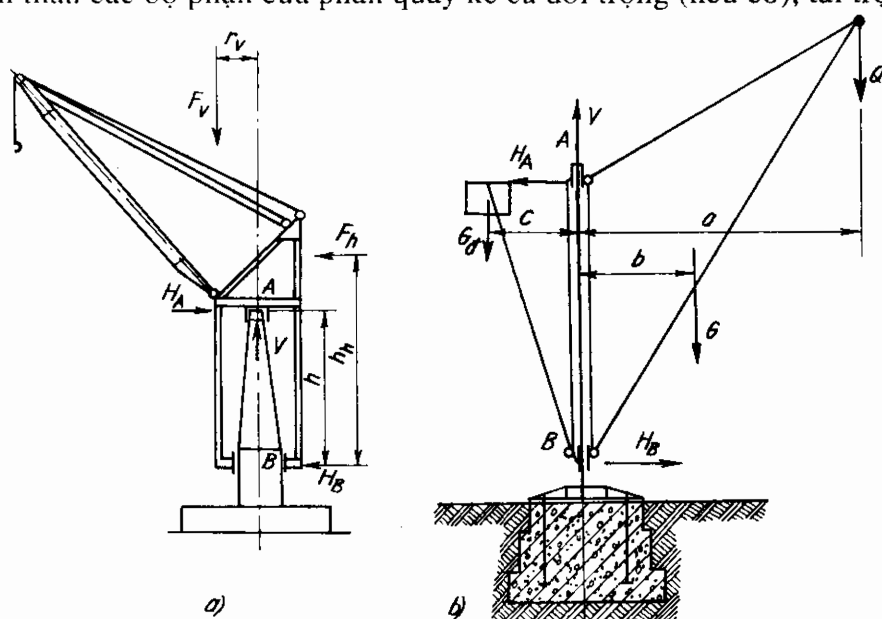
Hình 3.55: Sơ đồ bố trí TBTQ trên cột quay

Theo các sơ đồ bố trí TBTQ trên cột hình 3.55 và 3.56, TBTQ trên cột gồm hai gối đỡ:

- Gối đỡ-chặn A (gối dưới đối với loại cột quay và gối trên đối với loại cột cố định) chịu lực ngang H_A và lực thẳng đứng V.

- Gối đỡ B (gối trên đối với loại cột quay và gối dưới đối với loại cột cộ định) chịu lực ngang H_B.

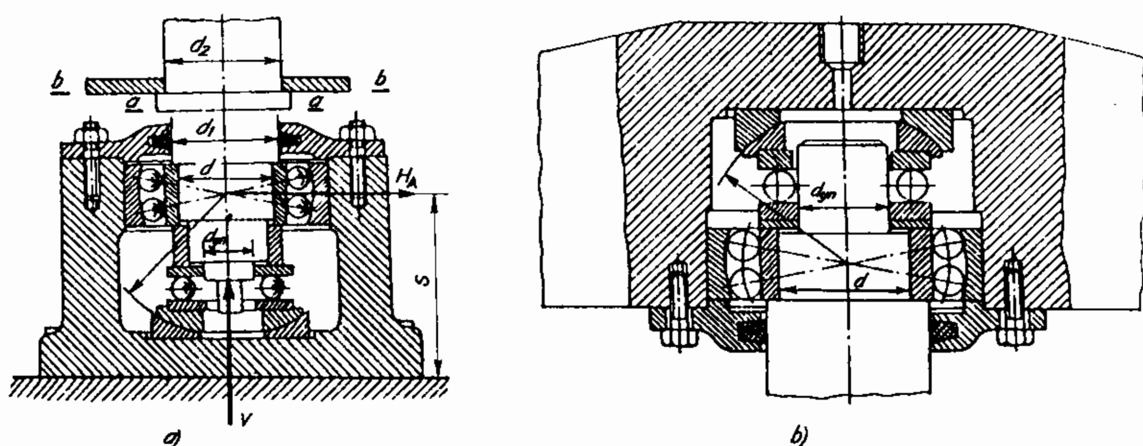
Đặt các thành phần tải trọng tác dụng lên phần quay của máy (tải trọng nâng, trọng lượng bản thân các bộ phận của phần quay kể cả đối trọng (nếu có), tải trọng gió v.v...)



Hình 3.56: Sơ đồ bố trí TBTQ trên cột cố định

và lập các phương trình cân bằng $\sum y = 0$; $\sum M_A = 0$ và $\sum M_B = 0$, ta có thể dễ dàng xác định được các lực H_A, H_B và V tác dụng lên các gối của TBTQ trên cột. Dùng các lực H_A, H_B, V đã xác định được để tính toán ngõng trục (đối với loại cột quay), tính cột (đối với loại cột cố định), tính chọn ổ cho các gối đỡ A và B của TBTQ trên cột, tính mômen cản quay do ma sát ở các gối.

Gối đỡ-chặn A (hình 3.57) gồm hai ổ: ổ đỡ thường là ổ bi cầu hoặc bi đũa lòng cầu tự lựa, ổ chặn là ổ bi cầu hoặc ổ bi côn (tùy theo giá trị tải trọng). Nếu ổ chặn là bi cầu thì phần tựa của ổ chặn là hình cầu có tâm trùng với tâm của lòng cầu tự lựa trên ổ đỡ để không ảnh hưởng đến quá trình làm việc của ổ chặn (xem hình 3.57). Tốc độ quay của máy thường rất chậm nên ổ chặn và ổ đỡ được tính chọn theo tải trọng tĩnh bằng các phản lực H_A, V theo giáo trình chi tiết máy. Đối với máy có tải trọng nhỏ, các ổ đỡ, chặn có thể dùng ổ trượt.



Hình 3.57: *Gối đỡ–chặn A của TBTQ trên cột*
a) Loại cột quay (gối dưới); b) Loại cột cố định (gối trên).

Gối đỡ B (gối dưới) của TBTQ trên cột cố định gồm các con lăn tì lên cột khi quay và chúng được gắn trên các vành thép của phần quay (hình 3.58a, b) hoặc gồm nhiều con lăn chạy trên các vòng ray phía ngoài và phía trong, các con lăn luôn cách đều nhau nhờ vòng cách (hình 3.58c). Loại gối đỡ với hai con lăn tựa (hình 3.58a) chỉ dùng trong trường hợp lực ngang tác dụng lên gối đỡ B luôn theo một chiều (ví dụ: cần trục cột cố định không có đối trọng). Loại gối với bốn con lăn tựa (hình 3.58b) là loại thông dụng nhất và có thể dùng cho máy có lực ngang tác dụng lên gối đỡ B theo một chiều hoặc đổi chiều (loại có đối trọng). Khi máy có tải trọng lớn, người ta thường dùng gối đỡ B có nhiều con lăn (hình 3.58c).

Gối đỡ B (gối trên) của TBTQ trên cột quay có cấu tạo tương tự như loại cột cố định, chỉ khác là các con lăn tựa thường được gắn trên cột (phần quay) và chúng tì lên vòng ray tròn gắn trên phần không quay. Đôi khi các con lăn tựa được gắn lên phần không quay và chúng tì lên phần quay khi làm việc (đối với loại có 4 con lăn tựa trở

lên và gắn cách đều nhau). Riêng đối với cần trục cột quay dùng trong phân xưởng cơ khí (hình 3.55b), do có khoảng cách giữa hai gối tựa lớn mà lực ngang H_B thường nhỏ và có thể dùng gối đỡ trên B là ổ trượt hoặc ổ bi đỡ thông thường.

Lực nén tác dụng lên một con lăn tựa là (hình 3.58b):

$$N = \frac{H_B}{2\cos\alpha}$$

Để tính lực nén lớn nhất tác dụng lên con lăn của gối đỡ có nhiều con lăn ta giả thiết lực nén tác dụng lên các con lăn phân bố theo quy luật:

$$N_x = N_1.\cos\alpha_x$$

Trong đó:

N_x - lực nén tác dụng lên con lăn thứ x;

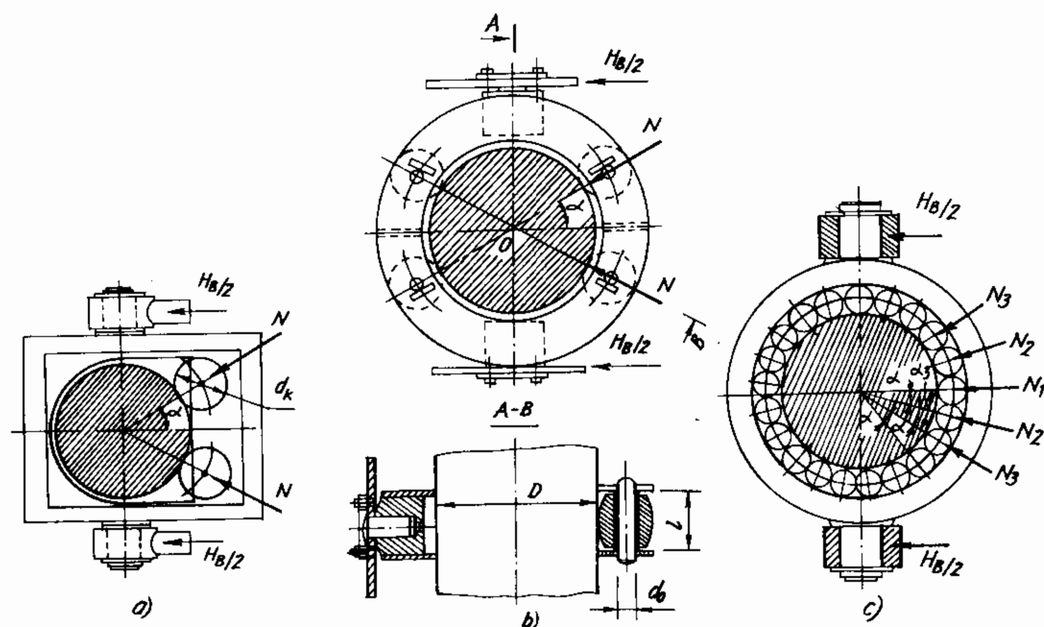
N_1 - lực nén lớn nhất tác dụng lên con lăn nằm ở trục đối xứng (song song với H_B);

α_x - góc giữa phương của N_1 và N_x.

Chiếu tất cả các lực lên phương tác dụng của H_B:

$$H_B = N_1 + 2\sum N_x.\cos\alpha_x = N_1 + 2N_1\sum\cos^2\alpha_x$$

Vậy:
$$N_1 = \frac{H_B}{1 + 2\sum\cos^2\alpha_x}.$$



Hình 3.58: *Gối đỡ B của TBTQ trên cột cố định*
a) Loại hai con lăn tựa; b) Loại bốn con lăn tựa; c) Loại nhiều con lăn.

Tải trọng tính toán tác dụng lên con lăn $N_1' = N_1.k$ với k = 1,25 là hệ số kể đến khả năng xô lệch các con lăn và độ không chính xác của giả thiết trên. Con lăn tựa và phần cột hoặc ray tiếp xúc với nó được tính toán theo ứng suất tiếp xúc với lực nén N hoặc N_1' theo phương pháp tính trong mục §3.6. "Bánh xe và ray", tùy theo vật liệu, độ cứng bề mặt lăn và trạng thái tiếp xúc.

Mômen cản quay do ma sát ở gối đỡ B của TBTQ trên cột (loại hai và bốn con lăn tựa):

$$M_{msB} = \frac{H_B}{2\cos\alpha}.d_0.\omega$$

Trong đó:

d_0 - đường kính gối đỡ B tính đến tâm con lăn tựa;

ω - hệ số cản chuyển động của con lăn tựa, xác định giống như trong cơ cấu di chuyển.

Mômen cản quay do ma sát ở gối đỡ-chặn A của TBTQ trên cột:

$$M_{msA} = V.\frac{d_1}{2}.f_1 + H_A.\frac{d_2}{2}.f_2$$

Trong đó:

d_1, d_2 - đường kính ổ chặn và ổ đỡ;

f_1, f_2 - hệ số ma sát ổ chặn và ổ đỡ (xem cơ cấu di chuyển).

Do hai ổ của gối chịu đồng thời lực dọc và ngang nên thường lấy tăng giá trị của M_{msA} lên 1,5 lần.

3.5.2. Vòng tựa quay

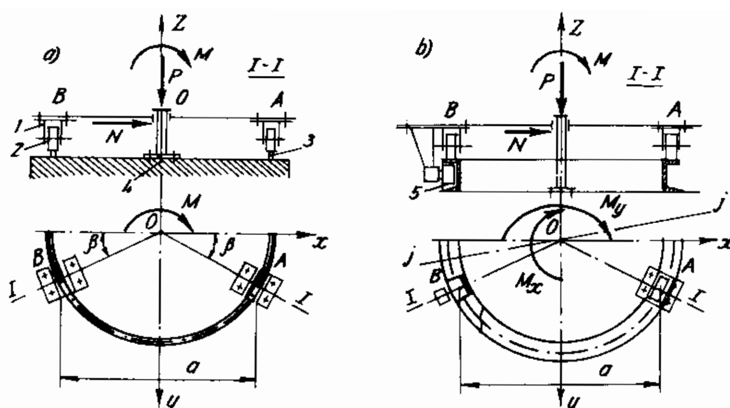
Vòng tựa quay là loại TBTQ nằm trong mặt phẳng ngang có đặc điểm là toàn bộ hệ thống đặt trên phần quay gọn và thấp nên đảm bảo ổn định và không gây mômen uốn lớn như loại TBTQ trên cột. Vì vậy, vòng tựa quay được sử dụng phổ biến trên các loại máy xây dựng hiện nay như cần trục, máy đào, máy đóng cọc, máy khoan... Tuy nhiên, so với loại TBTQ trên cột, vòng tựa quay có cấu tạo phức tạp, khó chế tạo và giá thành cao.

Theo cấu tạo, vòng tựa quay gồm ba loại:

- Vòng tựa quay kiểu bánh tựa (có ít điểm tựa);
- Vòng tựa quay kiểu con lăn (có nhiều điểm tựa);
- Vòng tựa quay kiểu ổ bi.

a) Vòng tựa quay kiểu bánh tựa

Vòng tựa quay kiểu bánh tựa (hình 3.59) gồm một trụ giữa 4 gắn trên phần không quay để định tâm phần quay với phần không quay, và được gọi là ngõng trục trung tâm.

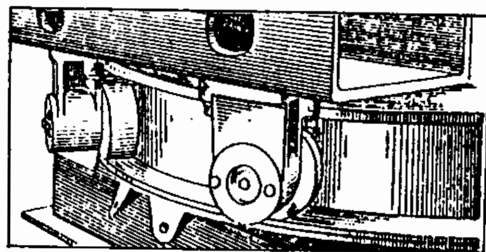


Hình 3.59: *Vòng tựa quay kiểu bánh tựa*

Trên phần không quay có gắn vòng ray tròn 3 và lăn trên ray tròn là các bánh xe tựa 2 lắp trên các xe con 1 gắn cứng với phần quay.

Số xe con 1 gắn trên phần quay thường là bốn xe (bốn điểm tựa). Tùy theo tải trọng mà trên mỗi xe con lắp một hoặc hai bánh xe tựa (trường hợp dùng hai bánh xe tựa trên mỗi xe con thì chúng được lắp trên cầu cân bằng để đảm bảo lực nén trên các bánh xe tựa đều nhau). Trong quá trình làm việc, các bánh xe tựa chịu lực thẳng đứng truyền từ phần quay xuống phần không quay. Các bánh xe tựa có thể là hình trụ hoặc hình côn. Bánh xe tựa hình trụ có cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo song khi lăn trên vòng ray tròn sẽ có sự trượt giữa mặt lăn và ray làm bánh xe chóng mòn và mòn không đều (muốn giảm sự trượt thì phải tăng đường kính vòng ray). Bánh xe tựa hình côn có ưu điểm là tạo chuyển động lăn không trượt song lại xuất hiện tải trọng hướng kính đồng thời kết cấu phức tạp, khó chế tạo và lắp ráp.

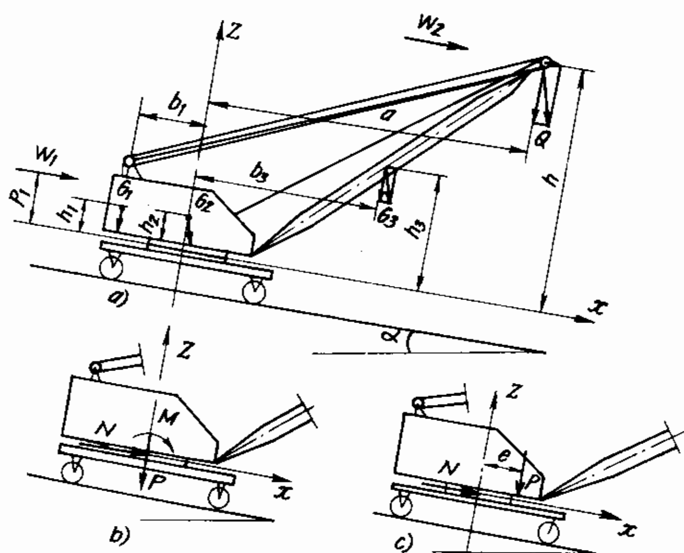
Trong quá trình định tâm giữa phần quay và phần không quay, ngõng trục trung tâm chịu lực nằm ngang và thường được lắp ổ bi đỡ hai dãy tự lựa hoặc bạc đỡ. Trong trường hợp mômen lật M quá lớn, lực nén trên một số bánh xe tựa sẽ bằng không và xuất hiện phản lực thẳng đứng hướng từ dưới lên (phản lực âm) làm mất ổn định cho vòng tựa quay và phần quay. Để đảm bảo ổn định, người ta làm ngõng trục trung tâm chịu phản lực thẳng đứng bằng cách lắp thêm trên ngõng trục trung tâm ổ bi chặn hoặc bạc chặn (hình 3.59a), hoặc lắp các con lăn tì chống lật 5 chịu phản lực thẳng đứng (hình 3.59b và 3.60).



Hình 3.60: ***Lắp đặt các con lăn tì chống lật chịu phản lực thẳng đứng***

Tùy theo loại máy, công dụng, cấu tạo và điều kiện làm việc mà các thành phần lực của phần quay tác dụng lên vòng tựa quay rất đa dạng, song nhìn chung có thể quy về ba thành phần: lực thẳng đứng P, lực ngang N và mômen lật M. Các bánh xe tựa thường được bố trí đối xứng qua trục dọc ox của máy. Trong trường hợp tổng quát mômen lật gồm hai thành phần M_x và M_y và mômen lật $\overrightarrow{M} = \overrightarrow{M}_x + \overrightarrow{M}_y$ nằm trong mặt phẳng j-j

(hình 3.59b) làm lực nén các bánh xe tựa phía trước không đều nhau và xuất hiện trường hợp phần quay tựa trên ba điểm. Hầu hết các loại máy xây dựng có chuyển động quay đều chịu lực tác dụng đối xứng với trục dọc ox của chúng, thành phần mômen lật M_x theo phương vuông góc với trục dọc (nếu có) thường rất nhỏ. Vì vậy, để tính vòng tựa quay, ta có thể xét trường hợp các lực tác dụng đối xứng với trục dọc ox và mômen lật M tác dụng trong mặt phẳng thẳng đứng chứa trục dọc ox của máy (hình 3.59a và 3.61).



Hình 3.61: *Sơ đồ xác định các lực tác dụng lên vòng tựa quay*

Các thành phần lực trên phần quay tác dụng lên vòng tựa quay có thể quy thành hai loại (hình 3.61):

- Lực ngang N, lực thẳng đứng P đặt tại tâm quay và mômen lật M nằm trong mặt phẳng thẳng đứng chứa trục dọc ox (hình 3.61b);

- Lực ngang N và lực thẳng đứng P đặt cách tâm quay một khoảng e = M/P (hình 3.61c).

Lực P, N và mômen M được xác định theo các công thức sau:

$$P = \Sigma G_i.\cos\alpha + Q.\cos\alpha + \sum P'_{qt} \;;$$

$$N = \Sigma G_i.\sin\alpha + Q.\sin\alpha + \sum P''_{qt} + \Sigma W_i \;;$$

$$M = \Sigma G_i.\cos\alpha.b_i + Q.\cos\alpha.a + \sum P'_{qt}.b_i + \Sigma G_i.\sin\alpha.h_i +$$
$$+ Q.\sin\alpha.h + \sum P''_{qt}.h_i + \Sigma W_i.\rho_i .$$

Trong đó:

G_i - trọng lượng các bộ phận của phần quay;

Q - tải trọng nâng;

$\sum P'_{qt}$ - tổng các lực quán tính tác dụng vuông góc với mặt phẳng của vòng tựa quay;

$\sum P''_{qt}$ - tổng các lực quán tính ngang tác dụng song song với mặt phẳng của vòng tựa quay;

ΣW_i - tổng lực gió tác dụng lên các bộ phận trên phần quay;

α - góc nghiêng của mặt bằng đặt máy;

a, h, b_i, h_i, ρ_i - các cánh tay đòn của các lực khi lấy mômen ứng với tâm quay hoặc mặt phẳng của vòng tựa quay.

Lực nằm ngang N xác định được dùng để tính chọn ổ bi đỡ trên ngõng trục trung tâm. Để tính toán các bánh xe tựa, ta phải xác định lực nén lên các điểm tựa là các xe con A và B (hình 3.59a):

$$R_A = \frac{P}{4} + \frac{M}{2a}; \; R_B = \frac{P}{4} - \frac{M}{2a} \tag{3.77}$$

Biểu thức (3.77) có nghĩa khi $R_B > 0$ tức là tất cả các bánh xe tựa đều chịu lực nén. Khi M lớn, vòng tựa quay có thể bị mất ổn định do $R_B \leq 0$ và xuất hiện phản lực âm. Để đảm bảo ổn định, người ta thường tăng đường kính vòng ray của bánh xe tựa tức tăng khoảng cách a song trong một số trường hợp máy sẽ rất cồng kềnh. Vì vậy, để đảm bảo ổn định mà không cần tăng đường kính vòng ray, người ta lắp thêm các con lăn tì hoặc ngõng trục trung tâm chịu phản lực âm.

Trong trường hợp ngõng trục trung tâm chịu phản lực âm, lực nén lên các bánh xe tựa phía trước R'_A và phản lực âm R_o tác dụng lên ngõng trục trung tâm được xác định theo công thức (hình 3.59a):

$$R'_A = \frac{M}{a}; \; R_o = \frac{2M}{a} - P \tag{3.78}$$

Giá trị R_o dùng để tính chọn ổ bi chặn trên ngõng trục.

Trong trường hợp các con lăn tì chịu phản lực âm (hình 3.59b), lực nén lên các bánh xe tựa phía trước R''_A và lực nén lên các con lăn tì R''_B được xác định theo công thức:

$$R''_A = \frac{M}{2a} + \frac{P}{4}; \; R''_B = \frac{M}{2a} - \frac{P}{4}. \tag{3.79}$$

Từ biểu thức (3.78) và (3.79) ta thấy trong điều kiện làm việc như nhau, phản lực âm R_o khi ngõng trục trung tâm chịu lực thẳng đứng lớn hơn nhiều so với phản lực âm R''_B do các con lăn tì chịu. Vì vậy phương án dùng con lăn tì (hình 3.59b và 3.60) được dùng phổ biến hơn. Bánh xe tựa và con lăn tì được tính theo ứng suất tiếp xúc.

Mômen cản quay do ma sát trong vòng tựa quay kiểu bánh tựa gồm các thành phần sau:

- Mômen cản quay do ma sát trong các bánh xe tựa:

$$M_1 = \Sigma R.\omega.\frac{D}{2} \tag{3.80}$$

Trong đó:

ΣR - tổng lực nén lên các bánh xe tựa; $\Sigma R = \Sigma R_A + \Sigma R_B = P$ khi tất cả các bánh xe tựa đều chịu lực nén (không có phản lực âm); $\Sigma R = \Sigma R'_A$ khi ngõng trục trung tâm chịu phản lực âm và $\Sigma R = \Sigma R''_A$ khi các con lăn tì chịu phản lực âm;

$\omega = \frac{f.d + 2\mu}{D_b}.k$ - hệ số cản chuyển động của bánh xe tựa trên vòng ray tròn, xác định như trong cơ cấu di chuyển;

D - đường kính vòng ray tròn.

- Mômen cản quay do ma sát tại ổ đỡ khi ngõng trục trung tâm chịu lực nằm ngang N:

$$M_2 = N.f_1.\frac{d_1}{2} \tag{3.81}$$

Trong đó:

f_1 - hệ số ma sát ổ đỡ quy về đường kính ngõng trục;

d_1 - đường kính ngõng trục.

- Mômen cản quay do ma sát tại ổ chặn trong trường hợp ngõng trục trung tâm chịu phản lực âm R_o:

$$M_3 = R_o.f_2.\frac{d_2}{2} \tag{3.82}$$

Trong đó:

f_2 - hệ số ma sát ổ chặn;

d_2 - đường kính trung bình của ổ chặn.

- Mômen cản quay do ma sát tại con lăn tì khi chúng chịu phản lực âm $\Sigma R''_B$:

$$M'_3 = \Sigma R''_B.\omega.\frac{D'}{2} \tag{3.83}$$

Trongđó:

D' - đường kính vòng lăn của con lăn tì, thường lấy các con lăn tì có D' = D.

Như vậy, tổng mômen cản quay do ma sát trong vòng tựa quay kiểu bánh tựa được xác định theo các công thức sau:

+ Trường hợp tất cả các bánh xe tựa đều chịu lực nén, không có phản lực âm (người ta thường cố gắng thiết kế theo trường hợp này):

$$M_{ms} = M_1 + M_2$$

+ Trường hợp ngõng trục trung tâm chịu phản lực âm:

$$M_{ms} = M_1 + M_2 + M_3$$

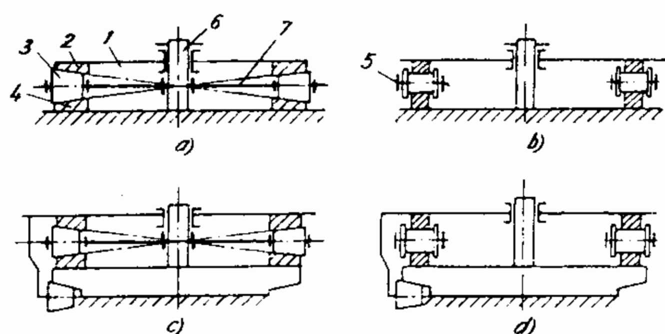
+ Trường hợp các con lăn tì chịu phản lực âm:

$$M_{ms} = M_1 + M_2 + M'_3$$

b) Vòng tựa quay kiểu con lăn

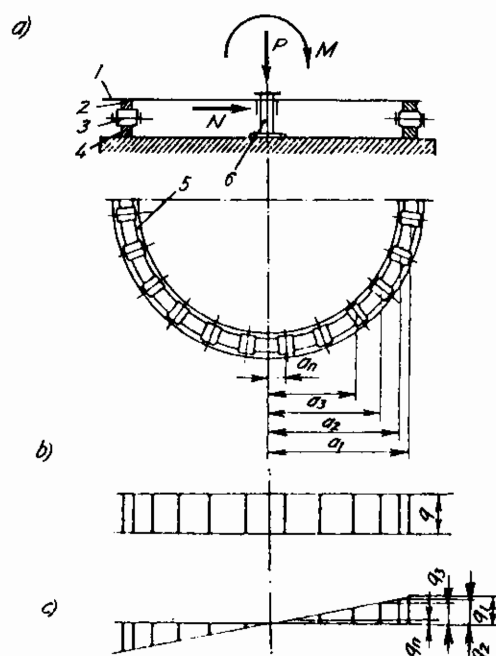
So với kiểu bánh tựa, vòng tựa quay kiểu con lăn chịu được tải trọng lớn hơn và nhỏ gọn hơn do có nhiều điểm tựa. Vòng tựa quay kiểu con lăn (hình 3.62) gồm nhiều con

lăn 3 đặt cách đều nhau lăn trên các vòng ray trên 2 (gắn với phần quay 1) và vòng ray dưới 4 (gắn với phần không quay). Các con lăn có thể là hình trụ, hình côn, đôi khi là con lăn tựa hình cầu. Giữa các con lăn trụ là các vòng cách 5 để giữ cho các con lăn luôn cách đều nhau khi làm việc. Đối với con lăn hình côn, do xuất hiện thành phần lực hướng kính nên các con lăn cần có thanh giằng 7 với ngõng trục trung tâm. Các con lăn hình trụ (hình 3.62b, d) khi chuyển động trên ray tròn có hiện tượng trượt nên chóng mòn và được làm từ vật liệu tốt chịu mài mòn. Các con lăn hình côn (hình 3.62a, c) khi chuyển động không có sự trượt song có lực hướng kính nên cấu tạo phức tạp và khó chế tạo. Vòng ray trên 2 có thể là cả vòng ray tròn hoặc các cung ray tròn cách đều nhau. Để định tâm giữa phần quay và phần không quay, người ta làm ngõng trục trung tâm 6 tương tự như đối với vòng tựa quay kiểu bánh tựa (với ổ bi đỡ hai dãy lòng cầu tự lựa chịu lực ngang N). Trong trường hợp xuất hiện phản lực âm (mômen lật M quá lớn), để đảm bảo ổn định người ta làm ngõng trục trung tâm chịu phản lực thẳng đứng (hình 3.62a, b) hoặc lắp các con lăn tì chống lật (hình 3.62c, d).



Hình 3.62: Vòng tựa quay kiểu con lăn

Các con lăn được tính theo ứng suất tiếp xúc tùy theo vật liệu, trạng thái tiếp xúc, độ cứng bề mặt và lực nén lên các con lăn. Xét trường hợp vòng tựa quay với các con lăn hình trụ và ray trên là cả vòng ray tròn (hình 3.63). Để có thể xác định được lực nén lên các con lăn, ta phải giả thiết rằng: các vòng ray là tuyệt đối cứng (không biến dạng khi chịu tải và luôn song song với nhau);



Hình 3.63: Sơ đồ tính vòng tựa quay kiểu con lăn

các con lăn có đường kính hoàn toàn như nhau (sai số do chế tạo, lắp ráp không đáng kể và không ảnh hưởng đến trạng thái tiếp xúc); tải trọng phân bố trên các con lăn theo quy luật tuyến tính.

Lực nén lên các con lăn dưới tác dụng của lực thẳng đứng P tại tâm quay (hình 3.63b):

$$q = \frac{P}{4n} \;;$$

Trong đó:

n - số con lăn trên 1/4 vòng ray tròn.

Lực nén lên các con lăn dưới tác dụng của mômen M được xác định theo biểu thức:

$$M = 4(q_1a_1 + q_2a_2 + ... + q_na_n) \tag{3.84}$$

Do tải trọng lên các con lăn dưới tác dụng của mômen M được xác định theo quy luật tuyến tính (hình 3.63c), nên ta có:

$$q_2 = q_1.\frac{a_2}{a_1}\;;\; q_3 = q_1.\frac{a_3}{a_1}\;;\; ...\;;\; q_n = q_1.\frac{a_n}{a_1}\;;$$

Thay các giá trị q_2, q_3, ..., q_n theo q_1 vào (3.84) ta có:

$$M = \frac{4q_1}{a_1}.(a_1^2 + a_2^2 + ... + a_n^2)$$

$$q_1 = \frac{M.a_1}{4(a_1^2 + a_2^2 + ... + a_n^2)}$$

Như vậy, tổng lực nén lớn nhất và nhỏ nhất lên các con lăn là:

$$q_{max} = q + q_1,$$
$$q_{min} = q - q_1. \tag{3.85}$$

Biểu thức (3.85) có nghĩa khi $q \geq q_1$, tức là các con lăn đều chịu lực nén. Khi $q < q_1$, vòng tựa quay có thể bị mất ổn định do xuất hiện phản lực âm. Để đảm bảo ổn định cho vòng tựa quay, người ta lắp các con lăn tì hoặc lắp ổ chặn trên ngõng trục trung tâm để chịu phản lực âm (tương tự như loại bánh tựa) song người ta thường cố gắng tránh trường hợp này và tính toán sao cho $q \geq q_1$. Trong trường hợp tải trọng lớn, vòng tựa quay kiểu con lăn khó đảm bảo khả năng chịu lực thì có thể dùng vòng tựa quay kiểu ổ bi.

Trong trường hợp tất cả các con lăn đều chịu lực nén ($q > q_1$), mômen cản quay do ma sát trong vòng tựa quay kiểu con lăn được xác định theo công thức:

$$M_{ms} = P.\omega'.\frac{D}{2} + N.f_1.\frac{d_1}{2}\;; \tag{3.86}$$

Trong đó:

$\omega' = \frac{2\mu}{D_l}.k$ - hệ số cản chuyển động của con lăn trên vòng ray, xác định như trong cơ cấu di chuyển;

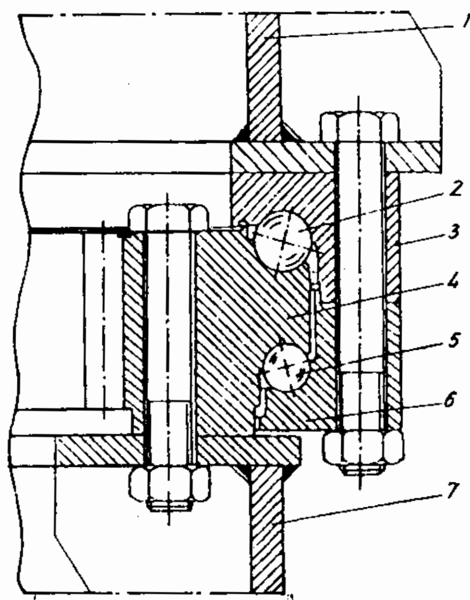
P, N, D, f_1, d_1 - các thông số xác định tương tự như loại bánh tựa theo các công thức (3.80) và (3.81).

Trong trường hợp ngõng trục trung tâm hoặc con lăn tì chịu phản lực âm ($q < q_1$), phương pháp xác định lực nén lên các con lăn và phản lực âm được giới thiệu trong các tài liệu chuyên ngành về máy nâng và mômen cản quay do ma sát tại ổ chặn khi ngõng trục chịu phản lực âm M_3 hoặc mômen cản quay do ma sát tại con lăn tì M'_3 được xác định theo (3.82) và (3.83).

c) Vòng tựa quay kiểu ổ bi

So với vòng tựa quay kiểu bánh tựa và con lăn, vòng tựa quay kiểu ổ bi có ưu điểm là: có kết cấu kín nên điều kiện làm việc tốt hơn; lực cản quay nhỏ; tuổi thọ cao; làm việc êm, không gây lực va đập; kết cấu nhỏ gọn song có khả năng chịu được tải trọng lớn; chịu được mômen, lực thẳng đứng và lực ngang mà không cần ngõng trục trung tâm, phía trong rỗng nên tiện cho việc bố trí trên máy.

Nhược điểm cơ bản của vòng tựa quay kiểu ổ bi là chế tạo khó, đòi hỏi độ chính xác cao, giá thành cao. Cùng với sự phát triển của khoa học kĩ thuật, ngày nay vòng tựa quay kiểu ổ bi đã được tiêu chuẩn hóa và chế tạo hàng loạt với đường kính đến 3,2m, trường hợp đặc biệt có thể đến 10m, cho phép nâng cao chất lượng, giảm giá thành, tăng khả năng lắp lẫn và tiện lợi trong tính toán, sử dụng, sửa chữa. Vì vậy mà vòng tựa quay kiểu ổ bi được sử dụng rất phổ biến và là loại TBTQ chủ yếu hiện nay trên các loại máy xây dựng.



Hình 3.64: *Vòng tựa quay kiểu ổ bi cầu hai dãy: 1. Mặt tựa trên; 2. Dãy bi đỡ; 3. Vòng đỡ; 4. Vòng cố định (có vành răng); 5. Dãy bi giữ; 6. Vòng giữ; 7. Mặt tựa dưới (bệ đỡ).*

Theo cấu tạo, vòng tựa quay kiểu ổ bi có các loại sau:

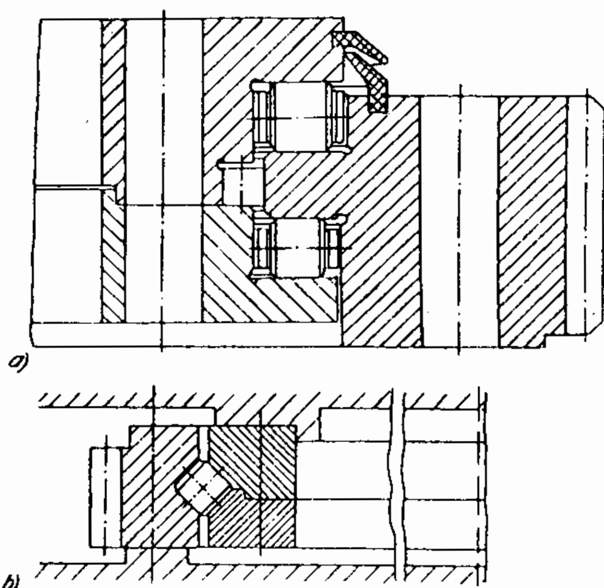
- Có một đến ba dãy bi cầu, sử dụng phổ biến nhất là loại hai dãy (hình 3.64).

- Có hai đến ba dãy bi hình trụ (hình 3.65a).

- Có bi hình trụ xếp chéo chữ thập (hình 3.65b). Loại này được dùng

phổ biến ở Nga, Anh, Pháp. Trong một dãy bi, người ta lần lượt xếp chéo xen kẽ các viên bi trụ với góc tiếp xúc thay đổi từ 45° sang 135°, hoạt động của nó tương đương với hai dãy bi.

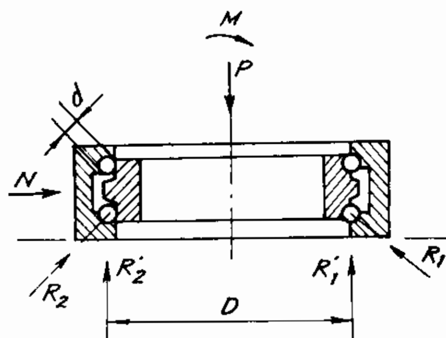
Vật liệu làm bi là thép hợp kim chịu mài mòn cao như thép crôm. Vòng ray được chế tạo từ thép đúc và được làm cứng bề mặt. Các miếng chặn bằng chất dẻo có tác dụng giữ cho bi phân bố đều trên vòng lăn. Vòng đỡ 3 và vòng giữ 6 của vòng tựa quay kiểu ổ bi được liên kết với nhau và liên kết với mặt tựa trên 1 của phần quay bằng bulông (hình 3.64). Có thể điều chỉnh khe hở (độ rơ) bằng các tấm đệm giữa vòng đỡ 3 và vòng giữ 6. Vòng cố định 4 có vành răng ăn khớp trong hoặc ăn khớp ngoài liên kết với bệ đỡ 7 của phần không quay bằng bulông. Bệ đỡ phải phẳng, đồng tâm và có độ cứng hợp lí, đảm bảo áp lực phân bố đều trên vòng tựa quay. Để chống nước và bụi bẩn, đường lăn được che kín (hình 3.65a) và bôi trơn cho vòng tựa quay bằng bơm mỡ.



Hình 3.65: *Vòng tựa quay kiểu ổ bi trụ*
a) Bi trụ ba dãy; b) Bi trụ 1 dãy xếp chéo chữ thập.

Vòng tựa quay kiểu ổ bi có diện tích mặt cắt ngang tương đối nhỏ, do đó độ cứng rất thấp. Khi chịu tải, quy luật phân bố tải lên các viên bi rất phức tạp và không thể tính toán chính xác được. Vì vậy khi tính toán vòng tựa quay kiểu ổ bi người ta cũng phải giả thiết và tính toán tương tự như đối với vòng tựa quay kiểu con lăn.

Vòng tựa quay kiểu ổ bi đã được tiêu chuẩn hóa và chế tạo hàng loạt. Vì vậy, khi tính chọn vòng tựa quay kiểu ổ bi cần căn cứ vào hướng dẫn và các thông số kĩ thuật do nhà chế tạo cung cấp. Có thể chọn vòng tựa quay kiểu ổ bi tiêu chuẩn theo tải trọng thẳng đứng P và mômen lớn nhất M (hình 3.66). Đặc tính kĩ thuật của vòng tựa quay kiểu ổ bi do CHLB Nga chế tạo cho ở bảng 3.7. Các phép tính toán kiểm tra đối với một vòng tựa quay kiểu ổ bi chịu tác dụng của các tải trọng tương đương (lực ngang N, mômen M, lực đứng tại tâm quay P - hình 3.66) có thể được tiến hành như sau:



Hình 3.66: *Sơ đồ tính vòng tựa quay kiểu ổ bi cầu hai dãy*

Lực nén lớn nhất tác dụng lên một viên bi:

- Vòng tựa quay kiểu ổ bi cầu hai dãy:

$$R = \frac{4,5M}{D.n.\cos\beta} + \frac{P}{n.\cos\beta} + \frac{2,5N}{n.\sin\beta};$$

- Vòng tựa quay kiểu ổ bi trụ một dãy bố trí chéo chữ thập:

$$R = \frac{8M}{D.n.\cos\beta} + \frac{2P}{n.\cos\beta} + \frac{5N}{n.\sin\beta};$$

Trong đó:

β - góc giữa phương của phản lực lên bi và phương đứng (trục quay), $\beta = 45^o \div 50^o$;

n - số viên bi trong một dãy;

D - đường kính vòng lăn của viên bi.

Ứng suất tiếp xúc lớn nhất giữa viên bi và đường lăn được xác định theo trạng thái tiếp xúc. Đối với loại bi cầu ta có:

$$\sigma_{max} = 0,388\sqrt[3]{\frac{R.E^2}{\rho^2}} \le [\sigma]_{tx}$$

Trong đó:

$[\sigma]_{tx}$ - ứng suất tiếp xúc cho phép lấy tùy thuộc vào vật liệu và độ cứng bề mặt;

E - môđun đàn hồi, $E = 2,1.10^4$ kN/cm^2;

ρ - bán kính tương đương, $\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 - \rho_2}$;

ρ_1 - bán kính viên bi;

ρ_2 - bán kính cong của mặt lăn, $\rho_2 = (0,51 \div 0,62)d$, với d là đường kính bi.

Mômen cản quay do ma sát trong vòng tựa quay kiểu ổ bi cầu hai dãy được xác định theo công thức:

$$M_{ms} = 2(R_1 + R_2)\,.\,\omega'.\frac{D}{2}$$

$$M_{ms} = \frac{2\mu}{d}.D.(R_1 + R_2) \qquad (3.87)$$

Trong đó:

$$R_{1,2} = \frac{R'_{1,2}}{\cos\beta}\ ; \quad R'_{1,2} = R_p \pm R_M = \frac{P}{2} \pm \frac{M}{D}$$

μ - hệ số ma sát lăn của viên bi.

Bảng 3.7. Đặc tính kĩ thuật của vòng tựa quay kiểu ổ bi
(theo số liệu của ВНИИПТМАШ)

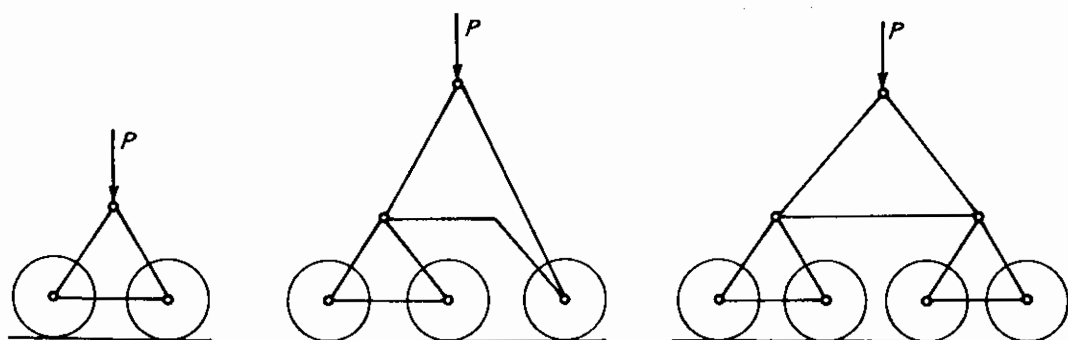
Tải trọng thẳng đứng P_{max}, kN	Mômen M_{max}, kN.m	Đường kính vòng lăn D, mm	Đường kính bi d, insơ	Số lượng bi, n
60	72,5	915	$\frac{23}{32}$	262
120	108	1100	$\frac{25}{32}$	302
200	274	1295	1	278
320	583	1460	$1\frac{3}{16}$	264
450	1152	1725	$1\frac{13}{32}$	262
800	2130	2065	$1\frac{3}{4}$	252

§3.6. BÁNH XE VÀ RAY

3.6.1. Cấu tạo chung của bánh xe, cụm bánh xe và ray

Bánh xe di chuyển trên ray được sử dụng rộng rãi trong hầu hết các loại máy xây dựng. Tùy theo loại máy và tải trọng mà số lượng bánh xe trên mỗi gối tựa có thể là 1, 2, 3 hoặc 4 bánh. Thông thường số lượng bánh xe trên mỗi gối tựa không lớn hơn 4 bánh vì nếu nhiều bánh xe kết cấu sẽ phức tạp và khó phân bố tải cho các bánh xe. Trường hợp dùng 2, 3, 4 bánh xe trên một gối tựa, người ta lắp các bánh xe nối tiếp nhau trên cùng một ray và để đảm bảo phân bố đều tải cho các bánh xe và có sơ đồ tĩnh định, người ta dùng cầu cân bằng (hình 3.67).

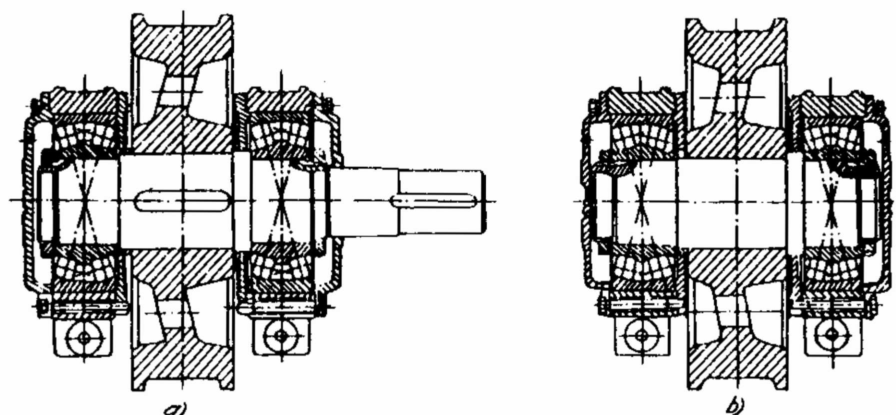
Bánh xe được chế tạo từ thép đúc 40, 55 hoặc trong một số trường hợp có thể dùng thép rèn, thép cán. Bánh xe đúc bằng gang xám chỉ được dùng trong các máy dẫn động bằng tay. Bề mặt lăn của bánh xe phải được gia công cơ khí với độ chính xác cao và nhiệt luyện đến độ cứng HB 300 - 400 song độ cứng mặt lăn của bánh xe phải nhỏ hơn



Hình 3.67: Sơ đồ lắp đặt các bánh xe trên mỗi gối tựa bằng cầu cân bằng

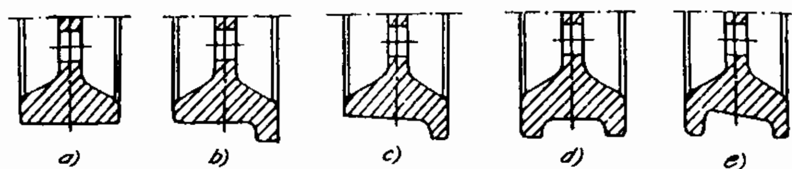
độ cứng bề mặt làm việc của ray. Đối với bánh xe có đường kính lớn, để tiết kiệm vật liệu tốt, bánh xe có thể làm từ hai phần: phần lõi làm từ thép ít cacbon, phần vỏ ngoài làm từ thép tốt và lắp với phần lõi bằng mối ghép có độ dôi, lắp ở nhiệt độ cao.

Theo công dụng, có các bánh xe chủ động và bị động. Bánh xe chủ động (hình 3.68a) nhận chuyển động từ cơ cấu di chuyển và nhờ lực bám giữa bề mặt lăn của bánh xe và ray mà máy hoặc xe con di chuyển được trên ray. Số bánh xe chủ động có thể là 100%, 50% hoặc 25% tổng số bánh xe của máy. Số bánh xe chủ động càng lớn thì lực bám càng lớn và độ trượt của bánh xe trên ray khi chuyển động càng nhỏ. Bánh xe bị động (hình 3.68b) là những bánh xe tựa, có thể quay tự do quanh trục của nó.



Hình 3.68: *Cụm bánh xe chủ động và bị động*

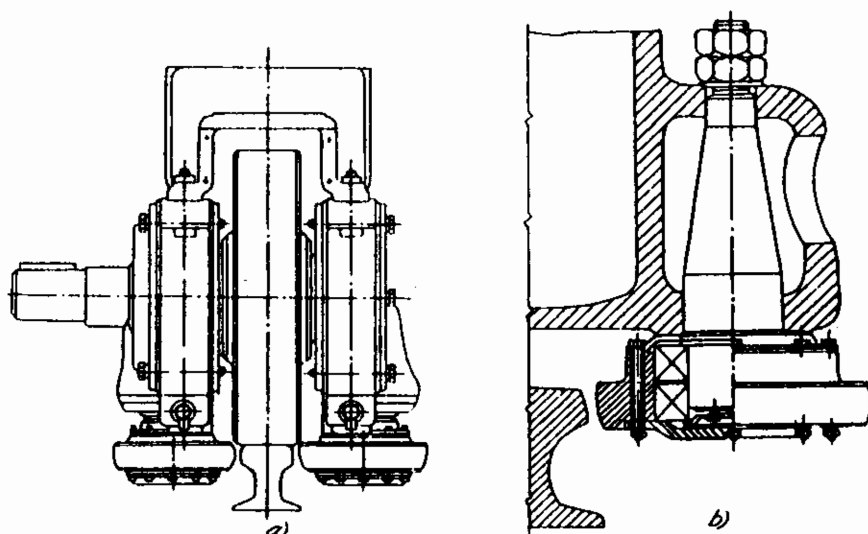
Tùy theo loại máy, công dụng và đặc điểm làm việc mà bánh di chuyển trên ray có mặt lăn hình trụ (hình 3.69a, b, d), hình côn (hình 3.69c, e) có một thành bên (hình 3.69b, c), hai thành bên (hình 3.69d, e) hoặc không có thành bên (hình 3.69a). Ngoài các loại trên, trong máy xây dựng còn sử dụng loại bánh xe có mặt lăn cong hình tang trống.



Hình 3.69: *Các loại bánh xe di chuyển trên ray*

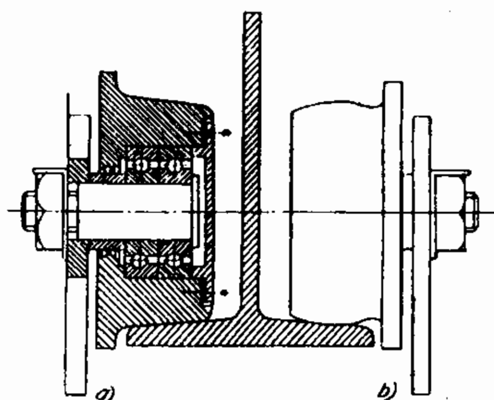
Để đảm bảo cho bánh xe di chuyển bình thường trên ray khi có độ sai lệch nhất định của đường ray và kết cấu thép của máy (sai số chế tạo và lắp đặt), chiều rộng bề mặt làm việc của bánh xe có hai thành bên phải lớn hơn chiều rộng của đường ray 30 mm đối với bánh xe hình trụ; 40 mm đối với bánh xe hình côn và 15 ÷ 20 mm đối với bánh xe di chuyển xe con. Bánh xe hình côn với một thành bên có chiều rộng mặt lăn lớn

hơn chiều rộng của ray ít nhất 30 mm. Bánh xe di chuyển không có thành bên thường có mặt lăn hình trụ và phải được sử dụng với con lăn đỡ bên ray lắp trên trục thẳng đứng ở một hoặc cả hai phía của ray (trường hợp dùng nhiều bánh xe trên một gối tựa với cầu cân bằng thì phải có con lăn ở cả hai bên ray). Trên hình 3.70 là sơ đồ lắp đặt bánh xe hình trụ không có thành bên với con lăn ở cả hai phía và sơ đồ kết cấu con lăn. Trường hợp dùng con lăn ở một phía thì hai bên ray đều phải đặt con lăn phía bên trong. Khe hở giữa mặt bên ray và con lăn khoảng 20 mm. Bánh xe di chuyển không có thành bên với con lăn đỡ bên ray ngày càng được sử dụng rộng rãi do tổn thất ma sát nhỏ, ít mòn, tuổi thọ cao và giảm tải trọng động tác dụng lên kết cấu thép của máy.



Hình 3.70: *Cụm bánh xe không có thành bên với con lăn đỡ ở cả hai bên ray.*

Các loại bánh xe một thành bên có mặt lăn hình côn (hình 3.71a) và mặt lăn cong hình tang trống (hình 3.71b) thường dùng cho xe con chạy trên ray treo chữ I. Mặt lăn hình côn khi làm việc có sự trượt giữa bề mặt bánh xe và bề mặt tiếp xúc của ray treo vì đây là tiếp xúc đường mà vận tốc dài của các điểm trên đường tiếp xúc khác nhau. Do đó loại bánh xe hình côn trên ray treo chóng mòn (kể cả bề mặt làm việc của ray). Bánh xe có mặt lăn cong hình tang trống khi làm việc có tiếp xúc điểm nên không bị trượt, ít mòn song ứng suất tiếp xúc lớn hơn.



Hình 3.71: *Bánh xe của xe con chạy trên ray treo*

Bánh xe được đặt trên trục theo hai trường hợp

- Đặt trên trục tâm: ổ nằm ngay trong lòng bánh xe, trục không quay. Trường hợp này có kết cấu gọn nhưng lắp ráp, điều chỉnh, bảo dưỡng và sửa chữa khó. Phương án này chỉ dùng cho bánh xe bị động và

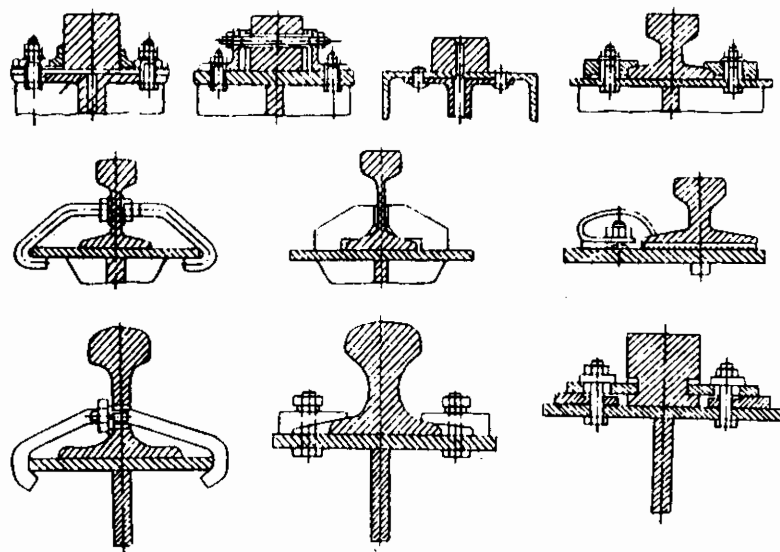
thường dùng với ổ trượt. Trong máy xây dựng, phương án này chỉ được dùng hãn hữu trong các máy có tải trọng nhỏ và thường chỉ dùng cho bánh xe chạy trên ray treo (hình 3.71).

- Đặt trên trục tâm quay hoặc trục truyền từ cơ cấu di chuyển: trục được lắp với bánh xe bằng then, ổ nằm bên ngoài và thường dùng ổ bi. Loại này tuy kết cấu cồng kềnh hơn song dễ kiểm tra, lắp đặt, bảo dưỡng và sửa chữa nên được dùng rất phổ biến, đặc biệt là các bánh xe đặt trên trục tâm quay (loại đặt trực tiếp trên trục truyền khó lắp đặt, sửa chữa hơn). Trên hình 3.68 là kết cấu cụm bánh xe chủ động và bị động đặt trên trục tâm quay với các ổ bi đũa lòng cầu hai dãy chịu được tải trọng lớn và có khả năng tự lựa.

Trong máy xây dựng sử dụng nhiều loại ray khác nhau. Ray cho máy và xe con có thể dùng: ray đường sắt, ray chuyên dùng, thép cán hình vuông hoặc hình chữ nhật có bề mặt làm việc được nhiệt luyện. Một số trường hợp dùng ray treo là các thanh thép cán hình chữ I. Ray đường sắt và ray chuyên dùng được chế tạo từ thép tốt có bề mặt làm việc là mặt cong. Ray chuyên dùng cho cần trục bề dày lớn và mặt tựa lên nền rộng cho nên nó ổn định hơn và truyền áp lực đều xuống nền hoặc dầm đỡ của cần trục.

Việc chọn loại ray cho phù hợp phụ thuộc vào chế độ làm việc của máy, loại bánh xe di chuyển và giá trị áp lực của bánh xe lên ray. Các bánh xe hình côn thường được dùng với ray có bề mặt làm việc là mặt cong. Bánh xe hình trụ thường dùng với ray đường sắt hoặc ray chuyên dùng cho cần trục. Ray hình vuông hoặc hình chữ nhật thường dùng cho máy có tải trọng nhỏ và khi không có các loại ray chuyên dùng. Các loại cần trục đường sắt, cổng trục, cần trục cảng thường di chuyển trên ray đường sắt. Trên hình 3.72, giới thiệu một số cách cố định đường ray lên kết cấu thép của máy cho các loại ray khác nhau.

Các kích thước, tải trọng cho phép của bánh xe và ray đã được tiêu chuẩn hóa.



Hình 3.72: *Cố định ray trên kết cấu thép*

3.6.2. Tính toán bánh xe và ray

Trong tính toán, tùy theo loại máy, chế độ làm việc và tải trọng tính toán mà người ta chọn trước loại ray và bánh xe, các kích thước của chúng (chọn theo kinh nghiệm, theo bảng tiêu chuẩn), sau đó kiểm tra bề mặt tiếp xúc giữa bánh xe và ray theo ứng suất dập. Có hai nhóm phối hợp hình dạng bánh xe và ray: tiếp xúc đường ban đầu và tiếp xúc điểm ban đầu.

Tải trọng tính toán lên bánh xe được xác định theo công thức:

$$P = \gamma . k_{bx} . P_{max} \tag{3.88}$$

Trong đó:

P_{max} - tải trọng lớn nhất có thể xuất hiện đối với bánh xe, xác định cho trường hợp bất lợi nhất đối với bánh xe (cách xác định tải trọng lớn nhất lên gối tựa của từng loại máy cụ thể giới thiệu ở các tài liệu chuyên ngành);

k_{bx} - hệ số tính đến chế độ làm việc của cơ cấu, cho ở bảng 3.8;

γ - hệ số tính đến sự thay đổi của tải trọng trong quá trình làm việc, xác định theo công thức:

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2}\left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q}{G_o}\right)^3}\right]} \tag{3.89}$$

Với Q và G_o là trọng lượng vật nâng và trọng lượng máy kể cả trọng lượng thiết bị mang.

Trị số γ đối với cầu trục cho ở bảng 3.9.

Bảng 3.8. Trị số k_{bx}

Chế độ làm việc	k_{bx}
Dẫn động bằng tay	1,0
Dẫn động bằng máy:	
- Chế độ nhẹ	1,1
- Chế độ trung bình	1,2
- Chế độ nặng	1,4
- Chế độ rất nặng, rất nặng liên tục	1,6

Bảng 3.9. Trị số γ đối với cầu trục

Q/G_o	0,05	0,3	0,4	0,5	≥ 1
γ	0,98	0,90	0,88	0,86	0,80

Hình 3.73 giới thiệu các phương án phối hợp hình dạng bánh xe và ray. Các phương án được kiểm tra theo ứng suất dập như sau:

- Tiếp xúc đường (hình 3.73a): bánh xe kẹp chặt trên trục và không thể quay tương đối đối với mặt phẳng vuông góc với trục (ví dụ: bánh xe cần trục và xe con của nó).

$$\sigma_d = 0,418\sqrt{\frac{P.E}{b.R}} \leq [\sigma]_d \qquad (3.90)$$

Trong đó:

b, R - chiều rộng mặt ray và bán kính bánh xe;

E - môđun đàn hồi tương đương:

$$E = \frac{2E_1.E_2}{E_1 + E_2}$$

Trong đó: với E_1, E_2 - môđun đàn hồi vật liệu bánh xe và ray.

Đối với bánh xe bằng thép ($E = 2,1.10^5$ N/mm^2) ta có:

$$\sigma_d = 190\sqrt{\frac{P}{b.R}} \leq [\sigma]_d \qquad (3.91)$$

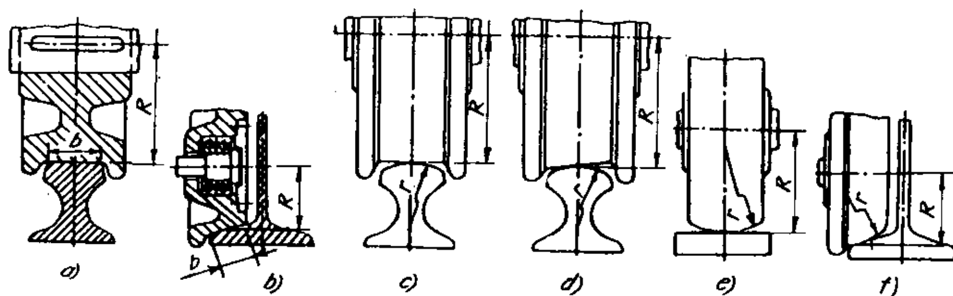
với các thứ nguyên: P:N; b và R: mm; $[\sigma]_d$: N/mm^2.

- Tiếp xúc đường (hình 3.73b): bánh xe quay tự do trên trục và có thể quay một góc nhỏ tương đối đối với mặt phẳng vuông góc với trục (ví dụ: bánh xe palăng điện, bánh xe trong xe đỡ xích tải treo...)

$$\sigma_d = 0,342\sqrt{\frac{P.E}{b.R\left(0,5 - f.\frac{R}{b}\right)}} \leq [\sigma]_d \qquad (3.92)$$

Trong đó:

f - hệ số ma sát của bánh xe trượt ngang trên ray (đối với thép hoặc gang trên thép f = 0,1).



Hình 3.73: *Các phương án phối hợp hình dạng bánh xe và ray*

Đối với bánh xe bằng thép:

$$\sigma_d = 160\sqrt{\frac{P}{b.R\left(0{,}5 - f.\frac{R}{b}\right)}} \le [\sigma]_d \qquad (3.93)$$

- Tiếp xúc điểm (hình 3.73c, d, e, f):

$$\sigma_d = m.\sqrt[3]{\frac{P.E^2}{\rho_{max}^2}} \le [\sigma]_d \qquad (3.94)$$

Trong đó:

ρ_{max} - bán kính tương đương lớn nhất, trường hợp ở hình 3.73c, d, e, lấy giá trị lớn hơn trong hai bán kính của các mặt tiếp xúc R và r;

m - hệ số phụ thuộc vào tỉ số giữa bán kính tương đương nhỏ trên bán kính tương đương lớn ($\frac{\rho_{min}}{\rho_{max}} = \frac{R}{r}$ hoặc $\frac{r}{R}$ tùy theo R lớn hơn hay nhỏ hơn r); trị số m cho trong bảng 3.10.

Đối với bánh xe bằng thép:

$$\sigma_d = 3600.m\sqrt[3]{\frac{P}{\rho_{max}^2}} \le [\sigma]_d \qquad (3.95)$$

Bảng 3.10. Giá trị hệ số m

$\frac{\rho_{min}}{\rho_{max}}$	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
m	1,28	0,97	0,80	0,716	0,6	0,536	0,49	0,468	0,44	0,42	0,40	0,388

Các chi tiết của cụm bánh xe, tùy theo kết cấu, tính chất chịu lực mà được tính toán theo các phép tính như trong "Sức bền vật liệu" và "Chi tiết máy".

Chương 4
CÁC CƠ CẤU THƯỜNG GẶP TRÊN MÁY XÂY DỰNG

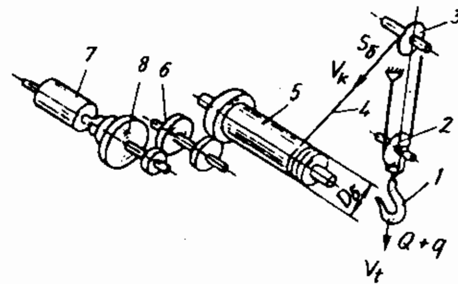
§4.1. CƠ CẤU NÂNG

4.1.1. Cấu tạo

Trong máy xây dựng, cơ cấu nâng dùng để nâng hạ vật nặng theo phương thẳng đứng, cũng có thể theo phương nghiêng. Tải trọng chủ yếu tác dụng lên cơ cấu là trọng lực và lực quán tính của vật nâng. Cơ cấu nâng có thể là một bộ phận của máy hoặc là một máy làm việc độc lập. Theo cách truyền lực lên phần chuyển động phân ra:

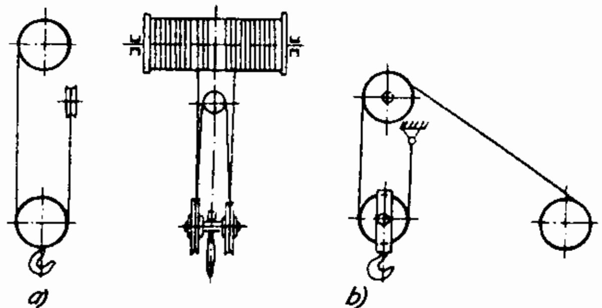
- Cơ cấu nâng là tời cáp hoặc tời xích với tang cuốn, đĩa xích hoặc puli ma sát;
- Cơ cấu nâng với truyền động thanh răng, truyền động vít;
- Cơ cấu nâng hạ nhờ xilanh thủy lực;

Cơ cấu nâng quan trọng và được dùng phổ biến là cơ cấu nâng với tời cáp. Cấu tạo chung của cơ cấu nâng loại này bao gồm tời, cáp với puli đổi hướng, palăng cáp cùng thiết bị mang vật (hình 4.1)



Hình 4.1: Sơ đồ cấu tạo chung của cơ cấu nâng với tời cáp
1. Móc treo; 2. Puli di động; 3. Puli cố định; 4. Cáp; 5. Tang; 6. Bộ truyền bánh răng (hộp giảm tốc); 7. Động cơ điện; 8. Phanh.

Sơ đồ mắc cáp của truyền động cáp cơ cấu nâng được bố trí theo hai cách (hình 4.2). Khi chỉ có một đầu cáp cuốn lên tang và vật nâng được treo trực tiếp dưới tang, không có puli đổi hướng, thì trong quá trình nâng hạ vật, sẽ xuất hiện chuyển động ngang của thiết bị mang và vật nâng dọc theo trục tang. Để khắc phục hiện tượng này, ở cơ cấu nâng có vật nâng được treo trực tiếp dưới tang, người ta dùng sơ đồ mắc cáp kiểu palăng kép có hai đầu cáp cuốn lên tang như ở hình 4.2a. Khi tính toán cần chú ý đảm bảo góc lệch của cáp khi cuốn lên tang hoặc vòng qua puli ở vị trí bất lợi nhất không được



Hình 4.2: Sơ đồ mắc cáp cơ cấu nâng
a) Vật nâng treo trực tiếp dưới tang;
b) Vật nâng treo thông qua puli đổi hướng cáp.

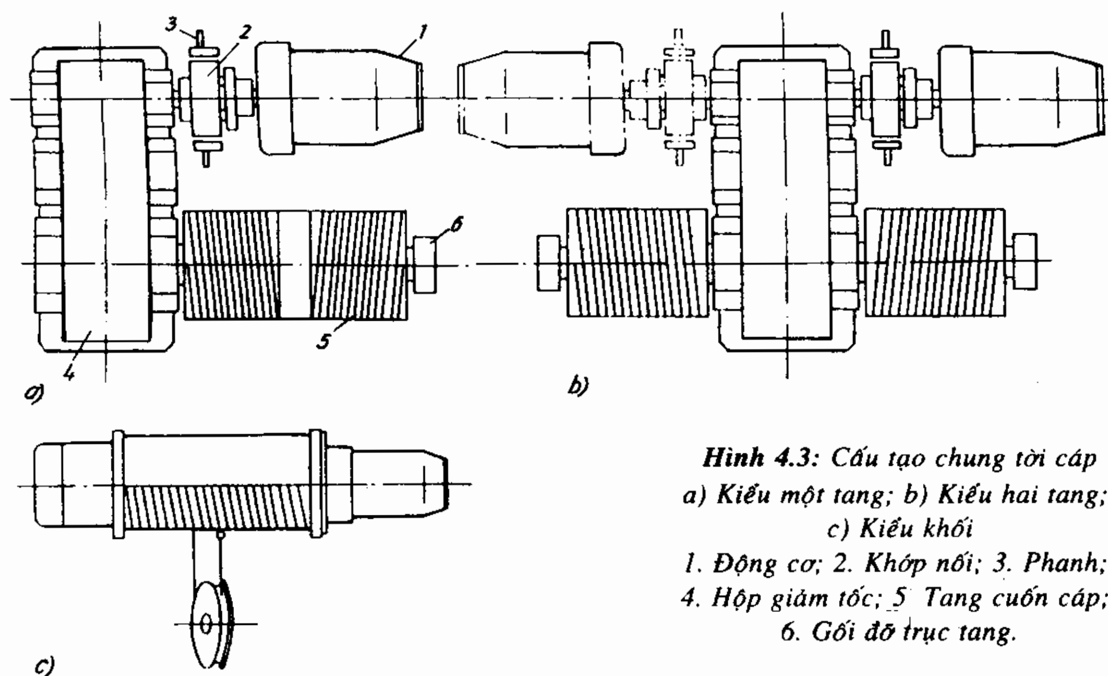
vượt quá giá trị cho phép. Nếu rãnh cáp không đảm bảo được việc rải cáp trên tang thì cần bố trí cơ cấu rải cáp.

Tời cáp có các bộ phận chính như: động cơ, hộp giảm tốc, tang cuốn cáp, phanh cơ khí, khớp nối có bánh phanh nối truyền động giữa động cơ và hộp giảm tốc. Tời cáp thường được gá lắp trên khung bệ để tiện lắp ráp trên máy hoặc đặt trên nền.

Tời cáp có nhiều dạng khác nhau, tời một tang hay nhiều tang, tời dẫn động từ một hay nhiều động cơ, tời một hay nhiều tốc độ, tời có công dụng chung hay tời chuyên dùng cho gầu ngoạm hai dây v.v...

Để có kích thước gọn, ở tời một tang thường bố trí động cơ và tang nằm cùng một phía của hộp giảm tốc (hình 4.3a). Khi chiều dài cáp cuốn lên tang quá lớn, có thể bố trí hai tang ở hai phía của hộp giảm tốc (hình 4.3b). Có thể bố trí hai động cơ và hai phanh để giảm kích thước, hoặc tăng độ tin cậy khi làm việc. Tùy theo mục đích mà mỗi động cơ hoặc phanh có thể chịu một nửa hoặc toàn bộ tải trọng (hình 4.3b).

Ở cơ cấu nâng có kết cấu kiểu khối (hình 4.3c), động cơ và các bộ truyền động được bố trí gọn trong lòng của tang cuốn cáp. Ưu điểm của loại này là trọng lượng và kích thước nhỏ. Nhờ chế tạo hàng loạt nên giá thành chế tạo không cao. Ở các kết cấu kiểu cũ, động cơ thường được đặt trong tang. Ngày nay nó được bố trí ở bên ngoài, do vậy cải thiện được điều kiện thoát nhiệt, tăng được khả năng chịu nhiệt của động cơ.



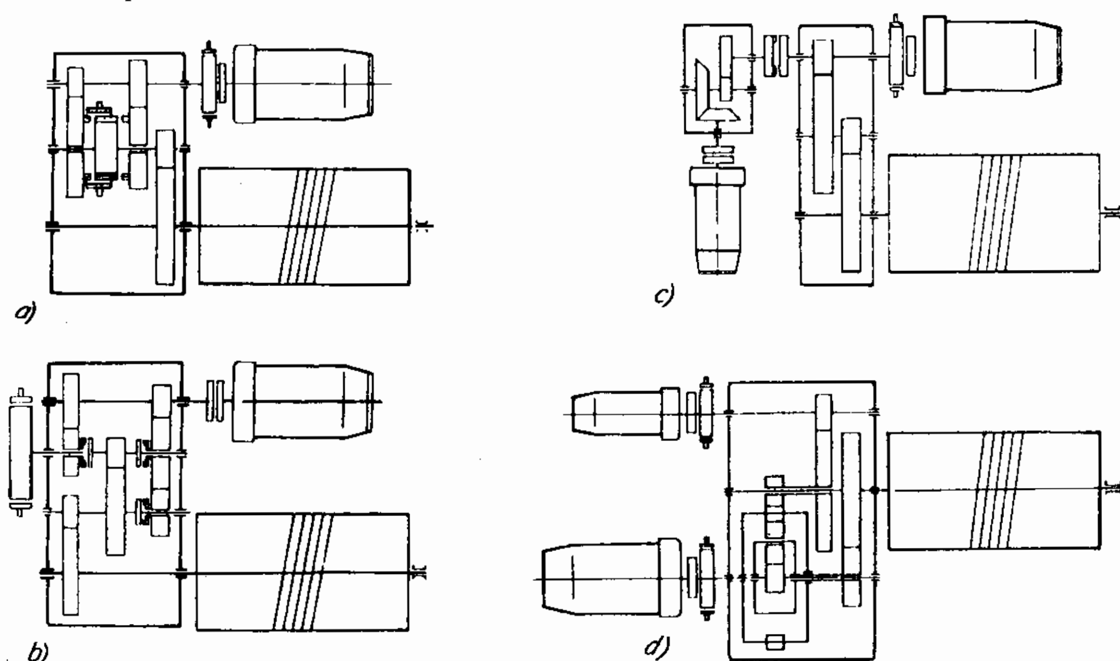
Hình 4.3: Cấu tạo chung tời cáp
a) Kiểu một tang; b) Kiểu hai tang;
c) Kiểu khối
1. Động cơ; 2. Khớp nối; 3. Phanh;
4. Hộp giảm tốc; 5. Tang cuốn cáp;
6. Gối đỡ trục tang.

Trong thực tế khi nâng hạ vật, nhiều trường hợp đòi hỏi phải điều chỉnh vật nâng vào vị trí một cách chính xác, do vậy phải sử dụng cơ cấu nâng có hai tốc độ. Ngoài tốc độ nâng danh nghĩa, còn có tốc độ nhỏ hơn từ $\frac{1}{5}$ đến $\frac{1}{20}$ tốc độ nâng danh nghĩa.

Ở một số cơ cấu nâng khác, tùy theo mức tải, người ta cũng sử dụng nhiều cấp tốc độ khác nhau trên một cơ cấu để tiết kiệm năng lượng cũng như tăng năng suất làm việc. Thay đổi tốc độ bằng phương pháp điều khiển động cơ điện đã được trình bày ở §2.2. Hình 4.4 nêu các phương án thay đổi tốc độ bằng cơ khí thường gặp.

Kết cấu với khớp li hợp sang số kiểu cơ khí (hình 4.4a) chỉ cho phép đóng mở để thay đổi tốc độ khi cơ cấu không mang tải và ở trạng thái đứng yên. Nó phù hợp cho các tời lắp ráp đơn giản. Hộp giảm tốc (hình 4.4b) ngược lại có khả năng thay đổi ba cấp tốc độ ở trạng thái có tải nhờ li hợp đĩa ma sát kiểu điện từ. Phanh cơ khí phải được nối với tang cuốn cáp bằng dạng liên kết cứng đảm bảo an toàn, vì vậy bánh phanh được bố trí ở trục giữa của hộp giảm tốc.

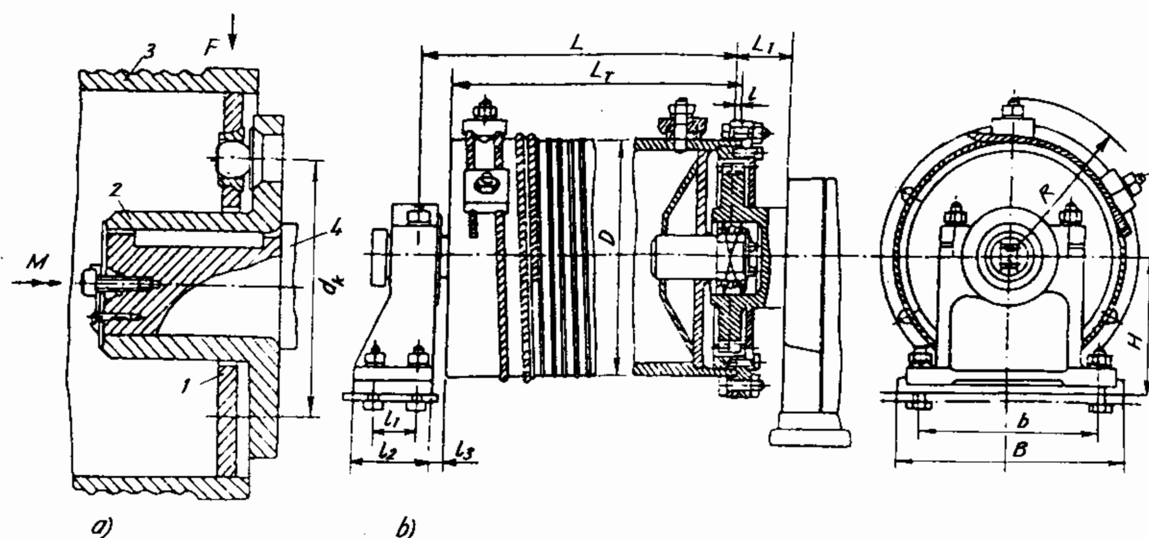
Nếu như trên đầu ra của trục thứ nhất hộp giảm tốc của một cơ cấu nâng bình thường bố trí một li hợp để nối với một cơ cấu dẫn động phụ có một động cơ thứ hai nhỏ hơn (hình 4.4c), thì có thể tạo ra hai tốc độ khác nhau bằng cách cho hai động cơ này làm việc độc lập với nhau.



Hình 4.4: *Cơ cấu nâng nhiều tốc độ;*
a) Với li hợp cơ khí; b) Với li hợp kiểu điện từ;
c) Với động cơ và hộp giảm tốc phụ; d) Với hai động cơ và hộp giảm tốc hành tinh.

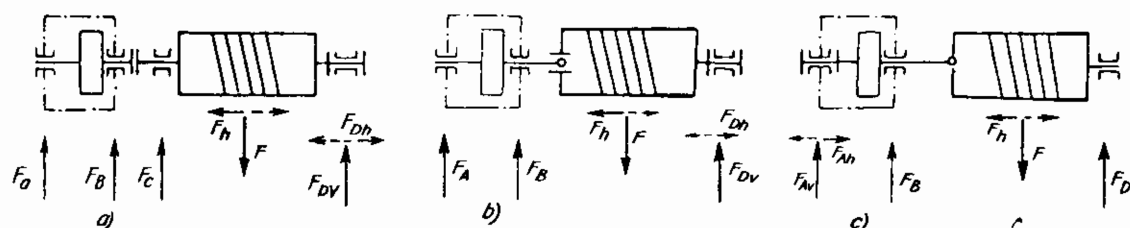
Một dạng kết cấu hay dùng nhất của cơ cấu nâng nhiều tốc độ là bố trí hai động cơ thông qua hộp giảm tốc hành tinh truyền chuyển động đến tang cuốn cáp (hình 4.4d). Nếu cho từng động cơ làm việc riêng lẻ hoặc đồng thời, cùng hoặc ngược chiều nhau, sẽ cho ta 4 cấp tốc độ. Trong tời cáp, do có biến dạng lớn khi chịu tải cũng như việc lắp ráp không thể chính xác một cách tuyệt đối, nên các khớp nối liên kết giữa các bộ phận chính của tời phải có khả năng lệch trục một góc nhất định. Phần lớn các tời cáp

có tang được bố trí một đầu tựa trên trục ra hộp giảm tốc nhờ khớp nối chuyên dùng, còn một đầu tựa trên gối đỡ gắn trên khung bệ. Hình 4.5 mô tả kết cấu một số kiểu nối giữa tang và trục ra hộp giảm tốc. Với cách nối như vậy đảm bảo trục tang làm việc theo sơ đồ tĩnh định, dễ tháo lắp và không có yêu cầu cao về độ chính xác khi chế tạo và lắp ráp.



Hình 4.5: *Khớp nối giữa tang và trục ra hộp giảm tốc*
a) Khớp nối kiểu chốt; 1. Mặt đầu tang; 2. Khớp nối; 3. Vỏ tang; 4. Trục ra hộp giảm tốc; b) Khớp nối răng.

Tùy theo cách nối tại vị trí giữa tang và trục ra hộp giảm tốc mà sẽ có các lực tác động khác nhau lên ổ đỡ. Do cáp cuốn chéo trên tang, nên sẽ nẩy sinh lực ngang F_h tác động lên tang và từ đó lên các ổ đỡ. Khi tính toán cần bố trí ổ đỡ cho phù hợp với đặc tính chịu tải của nó. Mặt khác cần kiểm tra khả năng chịu tải của ổ đỡ hộp giảm tốc do lực hướng kính truyền qua khớp nối (hình 4.6).



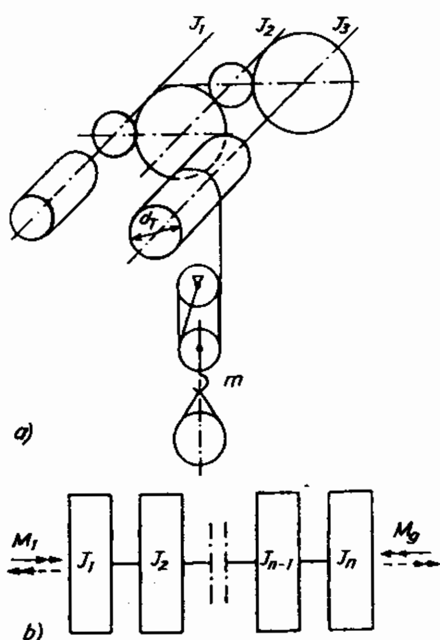
Hình 4.6: *Lực tác động lên gối đỡ tang và hộp giảm tốc*
a) Khớp nối chỉ truyền mômen xoắn; b) Khớp nối truyền mômen xoắn và lực hướng kính; c) Khớp nối truyền mômen xoắn, lực hướng kính và lực dọc trục.

4.1.2. Tính toán cơ cấu nâng

a) Mômen quán tính quy dẫn trong cơ cấu

Một cơ cấu hoạt động cùng với kết cấu kim loại của máy có thể coi như một hệ gồm nhiều khối lượng được liên kết với nhau bởi các khâu đàn hồi. Ví dụ có thể xem vật nâng, xe lăn, rôto động cơ điện, bánh xe v.v... là các khối lượng tập trung còn các liên kết đàn hồi là trục, dây cáp, các thanh dầm v.v... Trong trường hợp này sẽ xuất hiện các dao động đàn hồi tương đối giữa các khối lượng với nhau, khi này sẽ xuất hiện các tải trọng động và người ta gọi nó là các tải trọng động đàn hồi. Đặc tính dao động và đường biểu diễn sự thay đổi giữa các tải trọng đàn hồi theo thời gian chịu ảnh hưởng rất lớn của ngoại tải cũng như cách thức điều khiển động cơ dẫn động cơ cấu.

Trong tính toán các cơ cấu máy, để đơn giản, hiện nay người ta sử dụng sơ đồ tính đơn giản nhất là sơ đồ một khối lượng chịu tác động của tải trọng bên ngoài. Trong sơ đồ không tính đến các chuyển vị đàn hồi tương đối giữa các bộ phận với nhau. Với sơ đồ này cho phép xác định được quy luật chuyển động của tâm khối lượng của cơ cấu. Tải trọng động được xác định không tính đến độ đàn hồi của các bộ phận cơ cấu được gọi là tải trọng động quán tính. Khi khảo sát sơ đồ một khối lượng, các khối lượng tham gia chuyển động tịnh tiến và các khối lượng tham gia chuyển động quay trong cơ cấu được thay thế bằng một khối lượng quy dẫn theo nguyên tắc là: động năng của cơ cấu và động năng của hệ quy dẫn, có tính đến tổn thất do lực ma sát thông qua đại lượng hiệu suất, tương đương bằng nhau.



***Hình 4.7:** Sơ đồ cơ cấu nâng*
a) Các khối lượng phân bố trên các trục;
b) Quy dẫn các khối lượng về trục động cơ.

Giả sử cần xác định mômen quán tính quy dẫn về trục động cơ trong quá trình mở máy cơ cấu nâng (hình 4.7), phương trình cơ bản cân bằng năng lượng sẽ là:

$$E_o = J_o \frac{\dot{\varphi}^2}{2} = \sum_{i=1}^{k} E_{ji} + \sum_{u=1}^{W} E_{mu}$$

Từ phương trình trên có mômen quán tính quy dẫn quy về trục quay nhanh 1 (trục động cơ)

$$J_o = J_1 + \sum_{i=2}^{k} J_j \cdot \left(\frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_1}\right)^2 \cdot \eta_{i,1}^{\pm 1} + \sum_{u=1}^{W} m_u \cdot \left(\frac{\dot{\chi}_u}{\dot{\varphi}_1}\right)^2 . \eta_{u,1}^{\pm 1} \ ;$$

với
$$\frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_1} = i_{i,1} = \prod_{j=1}^{i-1} i_{j,j+1};$$

$$\eta_{i,1} = \prod_{j=1}^{i-1} \eta_{j,j+1}; \quad \eta_{u,1} = \prod_{j=1}^{u-1} \eta_{j,j+1}; \tag{4.1}$$

Trong đó:

J_1, J_i - mômen quán tính của các tiết máy quay trên trục 1 hoặc trục i;

$\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_i$ - tốc độ góc của trục 1 hoặc trục i;

$i_{j,j+1}$ - tỉ số truyền giữa trục j và trục j + 1;

k - tổng số trục trong hệ thống;

m_u - khối lượng chuyển động tịnh tiến thứ u;

$\dot{\chi}_u$ - tốc độ chuyển động của khối lượng u;

w - tổng số các khối lượng chuyển động tịnh tiến trong hệ thống.

Dấu của mũ hiệu suất sẽ là dương khi $M_1.\dot{\varphi}_1 < 0$, âm khi $M_1.\dot{\varphi}_1 > 0$.

Mômen quán tính quy dẫn cơ cấu nâng quy về trục 1 trên hình 4.7 sẽ là:

Khi mở máy nâng vật

$$J_o = J_{q1} + m\frac{d_T^2}{4}\frac{1}{i_o^2 . \eta_o};$$

Trong đó:
$$J_{q1} = J_1 + J_2 . \frac{1}{i_{1,2}^2 . \eta_{1,2}} + J_3 \frac{1}{i_{1,2}^2 . i_{2,3}^2 . \eta_{1,2} . \eta_{2,3}};$$

$$i_o = i_{1,2}.i_{2,3}.a = i_g.a$$

$$\eta_o = \eta_{1,2} . \eta_{2,3} . \eta_T . \eta_P = \eta_g . \eta_T . \eta_P.$$

Phanh khi hạ vật:

$$\overline{J}_o = \overline{J}_{q1} + m\frac{d_T^2}{4} . \frac{\eta_o}{i_o^2};$$

với
$$\overline{J}_{q1} = J_1 + J_2 \frac{\eta_{1,2}}{i_{1,2}^2} + J_3 \frac{\eta_{1,2}\eta_{2,3}}{i_{1,2}^2 . i_{2,3}^2}; \tag{4.2}$$

Trong đó:

i_g, η_g - tỉ số truyền và hiệu suất truyền động hộp giảm tốc;

d_T, η_T - đường kính và hiệu suất tang;

a, η_P - bội suất palăng cáp và hiệu suất của nó;

J_{q1}, $\overline{J}_{q1}$ - mômen quán tính quy dẫn các khối lượng quay của hệ thống quy về trục 1, thời kì mở máy hoặc phanh.

Trong J_1 tính cả mômen quán tính của rôto động cơ điện. Ngoài ra để giảm bớt khối lượng tính toán, thường khi tính mômen quán tính quy dẫn các khối lượng quay người ta chỉ tính J_1 rồi nhân với hệ số $\alpha = 1,1 \div 1,3$ để tính đến quán tính các khối lượng quay đặt sau trục 1. Giá trị α tăng khi tỉ số truyền chung giảm.

$$J_{q1} \approx \overline{J}_{q1} \approx J_1 . \alpha . \tag{4.3}$$

Trong các sổ tay và katalô, nhiều khi người ta không cho giá trị mômen quán tính J mà cho giá trị mômen đà (mômen vô lăng) của các tiết máy quay, kí hiệu là GD^2, Nm^2. Quan hệ giữa hai đại lượng này là:

$$J = \frac{GD^2}{4g}\ ; \tag{4.4}$$

Trong đó:

G - trọng lượng chi tiết quay, N;

D - đường kính quán tính của chi tiết quay, m;

g - gia tốc trọng trường, m/s^2.

Để thuận tiện tính toán, ta có thể dùng đại lượng mômen đà quy dẫn về trục 1 suy ra từ quan hệ (4.1), (4.3) và (4.4):

$$GD^2 = \alpha\,\Sigma(GD^2)_1 + \frac{Q.d_T^2}{i_o^2.\eta_o}$$

$$\overline{GD}^2 = \alpha\,\Sigma\,(GD^2)_1 + \frac{Q.d_T^2\eta_o}{i_o^2}\ ; \tag{4.5}$$

Trong đó: $\Sigma(GD^2)_1$ - tổng mômen đà các khối lượng quay trên trục 1 (rôto động cơ, khớp nối, bánh phanh, bánh răng v.v...)

Trong phép tính động lực học để xác định lực tác dụng trong dây cáp cơ cấu nâng, các khối lượng chuyển động được quy dẫn về vật nâng theo chiều chuyển động tịnh tiến của vật nâng. Từ phương trình cân bằng năng lượng có thể nhận được những biểu thức tính khối lượng quy dẫn về vật nâng tương ứng trong các quá trình mở máy và quá trình phanh như sau:

$$m_o = m + \frac{\alpha\,\Sigma(GD^2)_1.i_o^2}{g.d_T^2.\eta_o}\ ;$$

$$\overline{m}_o = m + \frac{\alpha\,\Sigma(GD^2)_1.i_o^2.\eta_o}{g.d_T^2}\ .$$

b) Tính toán cơ cấu nâng

Các thông số kĩ thuật đặc trưng cho cơ cấu nâng là sức nâng Q (t hoặc kN) và tốc độ nâng v_n(m/s). Từ hai thông số này có thể xác định được bội suất palăng a, lực căng cáp lớn nhất ở nhánh cuốn lên tang S_T và tốc độ cuốn cáp $v_c = v_n.a$, đường kính cáp d_c và đường kính tang d_T (xem § 3.1).

Tốc độ quay cần thiết của tang:

$$n_T = \frac{v_n.a}{\pi(d_T + d_c)} \quad ; (v/ph)$$

Với v_n(m/ph); d_T, d_c(m)

Công suất động cơ để nâng vật Q có tốc độ v_n sẽ là:

$$N = \frac{Q \cdot v_n}{60 \cdot 1000\eta_o} \quad ; (kW)$$

Trong đó: η_o - hiệu suất chung cơ cấu nâng; Q được tính là N, v_n (m/ph).

Trị số tải trọng nâng Q được tính bao gồm cả trọng lượng bản thân thiết bị mang và palăng cáp.

Mômen cản tĩnh trên tang quy về trục động cơ sẽ là:

$$M_t = \frac{S_T(d_T + d_c)}{2 \cdot i_g \eta_g \cdot \eta_T};$$

Trong đó:

i_g - tỉ số truyền hộp giảm tốc, được xác định $i_g = \dfrac{n_{đc}}{n_T}$;

$n_{đ/c}$ - tốc độ quay của trục động cơ.

Mômen phanh tính toán sẽ là:

$$M_{ph} = \frac{S_T(d_T + d_c)}{2i'_g} \cdot \eta'_g \cdot \eta_p^2 \cdot \eta_T \cdot K_{ph};$$

i'_g, η'_g - tỉ số truyền và hiệu suất truyền động từ trục đặt phanh đến trục tang;

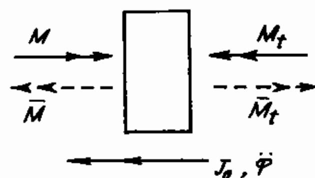
K_{ph} - hệ số an toàn phanh, thường lấy bằng 1,5 ÷ 2,5.

Mômen động cơ và mômen phanh thay đổi theo tốc độ quay, đặc biệt rõ nét là phanh điện. Để xác định thời gian mở máy và thời gian phanh một cách đơn giản, trong sơ đồ một khối lượng của cơ cấu (hình 4.8), người ta coi mômen động cơ M và mômen phanh $\overline{M}$ là đại lượng không đổi. Giá trị mômen động cơ được lấy bằng giá trị mômen mở máy trung bình theo bảng 2.2. Các mômen cản tĩnh M_t khi mở máy và $\overline{M}_t$ khi phanh cũng được coi là không đổi. Từ phương trình cân bằng mômen ở thời kì mở máy (khởi động từ trạng thái đứng yên với $\dot{\varphi} = 0$ và $\varphi = 0$ khi t = 0).

$$M_đ = J_o \cdot \ddot{\varphi} = M_m - M_t$$

Ta có gia tốc góc: $\ddot{\varphi} = \dfrac{M_m - M_t}{J_o} = const$

tốc độ góc: $\dot{\varphi} = \displaystyle\int_0^t \ddot{\varphi}.dt = \dfrac{M_m - M_t}{J_o} \cdot t$ và



Hình 4.8: Sơ đồ một khối lượng

góc quay: $$\varphi = \int_0^t \dot{\varphi}.dt = \frac{M_m - M_t}{J_o} \cdot \frac{t^2}{2} \tag{4.6}$$

Thời gian mở máy từ tốc độ góc $\dot{\varphi}_o = 0$ đến tốc độ làm việc ổn định $\dot{\varphi}_{od}$ là

$$t_m = \frac{J_o.\dot{\varphi}_{od}}{M_m - M_t} = \tau\ ; \tag{4.7}$$

Trong đó: τ - thời gian mở máy động cơ.

Tương tự có thời gian phanh:

$$t_p = \frac{\overline{J}_o.\dot{\varphi}_{od}}{M_p - \overline{M}_t} = \overline{\tau} \tag{4.8}$$

Trong đó: $\overline{\tau}$ - thời gian phanh.

Nếu chiều của mômen cản M_t hoặc $\overline{M}_t$ thay đổi, ta thay đổi dấu của các đại lượng này, cụ thể là khi hạ vật, mômen M_m và M_t cùng dấu:

$$t_m = \frac{J_o.\dot{\varphi}_{od}}{M_m + M_t} \text{ và} \tag{4.9}$$

$$t_p = \frac{\overline{J}_o \cdot \dot{\varphi}_{od}}{M_p + \overline{M}_t} \tag{4.10}$$

Để tiện tính toán, thay giá trị mômen quán tính quy dẫn J_o và $\overline{J}_o$ bằng mômen đà quy dẫn GD^2 và $\overline{GD^2}$ được xác định theo (4.5) vào (4.7), (4.8), (4.9), (4.10) với chú ý là:

$$\dot{\varphi}_{od} = \omega_1 = \frac{\pi.n_1}{30} \text{ và } J = \frac{GD^2}{4g}\ ;$$

ta sẽ có: $$t_m = \frac{GD^2.n_1}{375\,(M_m \pm M_t)},\ \text{s;} \tag{4.11}$$

$$t_p = \frac{GD^2.n_1}{375\,(M_p \pm \overline{M}_t)},\ \text{s.} \tag{4.12}$$

Trong công thức trên GD^2 được tính là Nm^2, n_1 là tốc độ quay của trục động cơ, v/ph và các giá trị M_m, M_p, M_t đều được tính là Nm. Dấu trừ ở mẫu số ứng với quá trình nâng vật và dấu cộng ứng với khi hạ vật.

c) Trình tự tính toán cơ cấu nâng

Các số liệu cần biết trước để tính toán cơ cấu nâng là:

- Tải trọng nâng Q, N;
- Chiều cao nâng H, m;
- Tốc độ nâng v_n, m/s.
- Chế độ làm việc của cơ cấu.

Trình tự tính toán như sau:

1. Lựa chọn sơ đồ cơ cấu

2. Căn cứ vào sơ đồ luồn cáp ở bước 1, xác định bội suất palăng, lực căng cáp lớn nhất và chọn cáp.

3. Xác định các kích thước cơ bản của tang và puli.

4. Tính số vòng quay yêu cầu của tang để đảm bảo tốc độ v_n.

5. Tính công suất động cơ điện, chọn động cơ, kiểm tra động cơ theo các bước ở §2.2.

6. Dựa vào công suất, tỉ số truyền chung yêu cầu, số vòng quay trục vào, chế độ làm việc của cơ cấu, tiến hành thiết kế (hoặc chọn) hệ thống truyền động.

7. Tính mômen phanh, chọn phanh và kiểm tra gia tốc phanh.

8. Tính toán thiết kế các bộ phận chịu lực còn lại như cụm móc treo, kẹp đầu cáp trên tang, trục tang, gối đỡ trục tang v.v...

§4.2. CƠ CẤU DI CHUYỂN

Cơ cấu di chuyển có nhiệm vụ tiếp nhận và truyền toàn bộ trọng lượng của xe máy xuống nền và tạo cho máy chuyển động theo hướng mong muốn trong quá trình làm việc. Theo đặc điểm của đường và bộ phận di chuyển, phân ra cơ cấu di chuyển trên ray, cơ cấu di chuyển bánh lốp, cơ cấu di chuyển bánh xích và một số dạng đặc biệt khác như cơ cấu di chuyển tự bước v.v... Nhìn chung đối với các máy xây dựng và làm đường đều trang bị bộ di chuyển là bánh lốp hoặc bánh xích. Đối với một số loại máy nâng như cần trục tháp, cầu trục, cổng trục, có cơ cấu di chuyển trên ray.

4.2.1. Cơ cấu di chuyển trên ray

So với cơ cấu di chuyển trên ray của các máy vận chuyển ngang thì ở các cần trục, áp lực lên các bánh xe di chuyển lớn hơn, nhưng tốc độ chuyển động nhỏ hơn nhiều, thường không lớn hơn 2,5m/s, và đại bộ phận được dẫn động điện.

a) Cấu tạo chung

Một cơ cấu di chuyển bao gồm một hoặc một cụm bánh xe, được dẫn động bởi động cơ thông qua hệ thống truyền động cơ khí như hộp giảm tốc, khớp nối, trong nhiều trường hợp còn có bộ truyền bánh răng để hở. Để dừng xe chính xác, trong cơ cấu có đặt phanh, phanh thường đặt ở trục thứ nhất, nơi có mômen xoắn nhỏ.

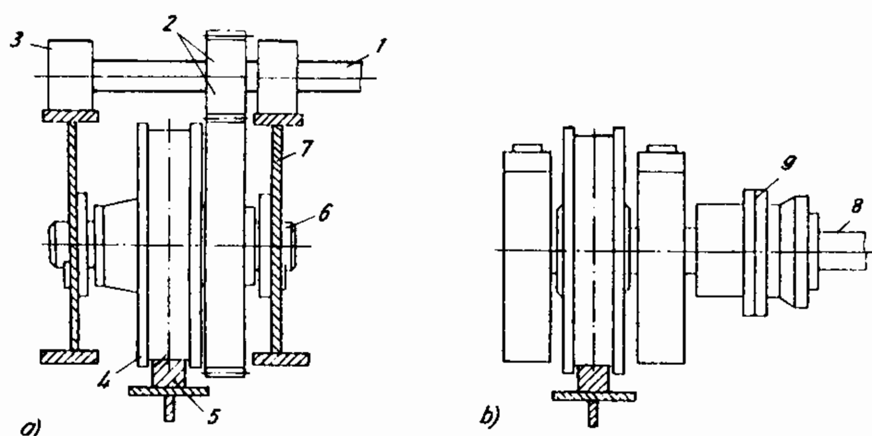
Sự khác biệt về cấu tạo của các cơ cấu di chuyển trên ray phụ thuộc vào:

- Đường ray di chuyển: di chuyển kiểu treo trên ray (thường là trên hai cánh dưới dầm chữ I) hoặc di chuyển trên đỉnh hai ray;
- Cách truyền lực: bánh xe dẫn động hay cáp kéo;
- Cách truyền mômen xoắn lên bánh xe (qua bánh răng, qua trục) (hình 4.9);
- Kết cấu của hệ truyền động: kín hay hở;

- Cách thức dẫn động: dẫn động chung, dẫn động riêng.

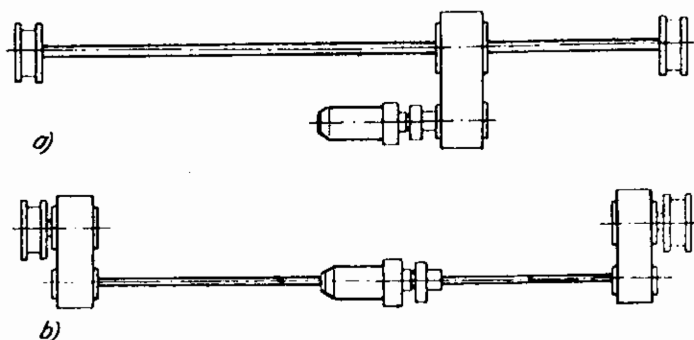
Trên cơ cấu di chuyển hay ray, thường xuất hiện hiện tượng di chuyển lệch do có sự sai khác về đường kính và tốc độ quay của các bánh xe chủ động. Việc đảm bảo cho hai bên xe di chuyển đều nhau sẽ giảm được sự biến dạng của khung xe, do đó giảm được lực cản chuyển động do di chuyển xiên lệch. Để hạn chế độ xiên lệch, trước hết và chủ yếu là kết cấu kim loại của khung xe hoặc toàn máy phải có độ cứng vững cao. Mặt khác, gờ bánh xe hoặc các con lăn dẫn hướng cũng hạn chế sự di chuyển lệch, tuy nhiên sẽ xuất hiện các lực cản phụ trong cơ cấu cũng như lực tác dụng phụ lên kết cấu kim loại.

Cơ cấu di chuyển dẫn động chung (hình 4.10) được dùng cho các xe lăn của các cần trục kiểu cầu (cầu trục, cổng trục) hoặc cho cầu trục có khẩu độ nhỏ, các máy đóng cọc di chuyển trên ray v.v...



Hình 4.9: *Truyền mômen xoắn lên bánh xe dẫn*
a) Trục bánh xe là trục tâm: 1. Trục dẫn; 2. Bộ truyền bánh răng hở; 3. Gối đỡ trục; 4. Bánh xe; 5. Ray; 6. Trục bánh xe; 7. Bệ đỡ trục bánh xe; b) Trục bánh xe là trục truyền: 8. Trục dẫn; 9. Khớp nối

Với xe lăn hoặc cầu trục có khẩu độ rất nhỏ, có thể dùng sơ đồ truyền động với trục quay chậm (hình 4.10b). Ở đây động cơ làm nguồn dẫn động chung, mômen xoắn được truyền qua hộp giảm tốc và sau đó đến các bánh xe, nhờ trục truyền động. Tùy theo khẩu độ mà trục truyền động có thể được chế tạo thành 2 hay nhiều đoạn, được nối với nhau bằng các nối

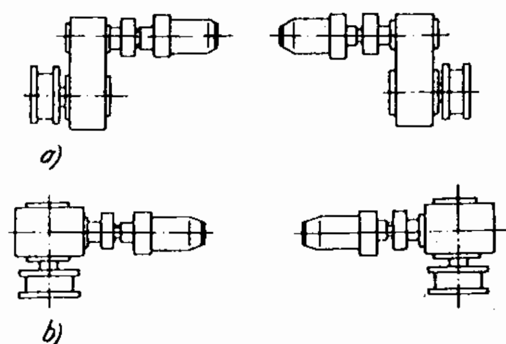


Hình 4.10: *Các sơ đồ cơ cấu di chuyển dẫn động chung*
a) Trục truyền quay nhanh, b) Trục truyền quay chậm.

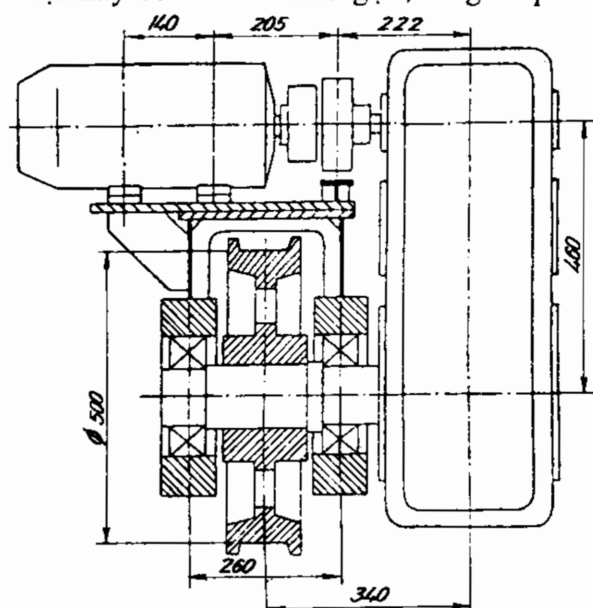
trục và được đỡ bằng các ổ đỡ trung gian. Mômen truyền qua trục truyền động ở cấp chậm nên có giá trị lớn, do đó bản thân trục, ổ, khớp nối đều có kích thước và trọng lượng lớn. Để giảm nhẹ, có thể dùng kết cấu trục rỗng. Với khẩu độ lớn, trục dài, góc xoắn trục sẽ lớn, ảnh hưởng đến sự di chuyển đều hai bên. Trường hợp này dùng sơ đồ truyền động với trục truyền quay nhanh (hình 4.10a), truyền mômen ngay từ hai đầu ra của động cơ đến các bánh xe thông qua hai hộp giảm tốc ở hai bên. Với cùng công suất truyền, trục quay nhanh có trọng lượng nhỏ hơn 4 - 6 lần so với trục truyền quay chậm, và mặc dù phải dùng đến hai hộp giảm tốc, trọng lượng chung của cơ cấu không tăng.

Tuy nhiên ở đây có yêu cầu cao về độ chính xác lắp đặt các ổ đỡ và phải cân bằng động các tiết máy quay.

Cơ cấu di chuyển dẫn động riêng gồm các cụm riêng biệt ở một hoặc hai bên đường ray. Mỗi cụm đều có động cơ và hộp giảm tốc riêng. Giữa hai bánh xe dẫn không có liên kết cơ khí. Trong hệ thống như vậy có hiện tượng tự động san tải giữa các động cơ điện. Đề phòng phân bổ tải không đều giữa hai bên, tải trọng tính toán cho mỗi cơ cấu được lấy bằng 60% tải chung. Trong cơ cấu di chuyển dẫn động riêng, động cơ có thể bố trí dọc hoặc ngang so với đường trục ray. Khi bố trí dọc (hình 4.11b) dùng hộp giảm tốc bánh vít trục vít hoặc hộp giảm tốc bánh răng côn. Kết cấu này đảm bảo cho cơ cấu có kích thước nhỏ gọn. Bố trí ngang thường khó gá lắp (hình 4.11a), do vậy hay dùng hộp giảm tốc kiểu treo (hình 4.12). Ở kết cấu dạng này, động cơ và phanh nằm phía trên của hộp đỡ trục bánh xe. Trên nhiều máy, người ta còn sử dụng động cơ có gắn sẵn phanh (thường là phanh đĩa kiểu điện từ lắp phía đuôi động cơ), động cơ lắp công xôn trên hộp giảm tốc nhờ mặt bích. Loại này có kết cấu nhỏ gọn, dễ gá lắp.

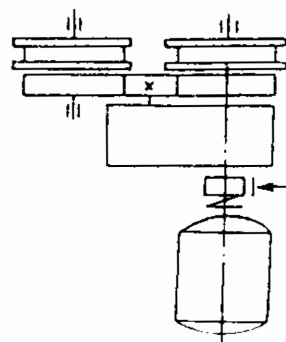


Hình 4.11: Sơ đồ cơ cấu di chuyển dẫn động riêng.
a) Cơ cấu di chuyển đặt trên hai phía ray;
b) Cơ cấu di chuyển đặt trên một phía ray.



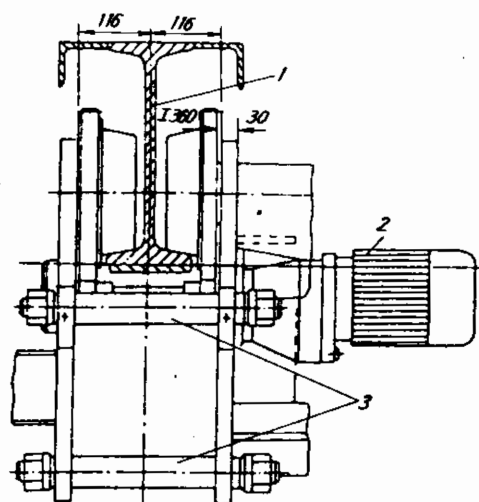
Hình 4.12: Cơ cấu di chuyển dẫn động riêng với hộp giảm tốc kiểu treo.

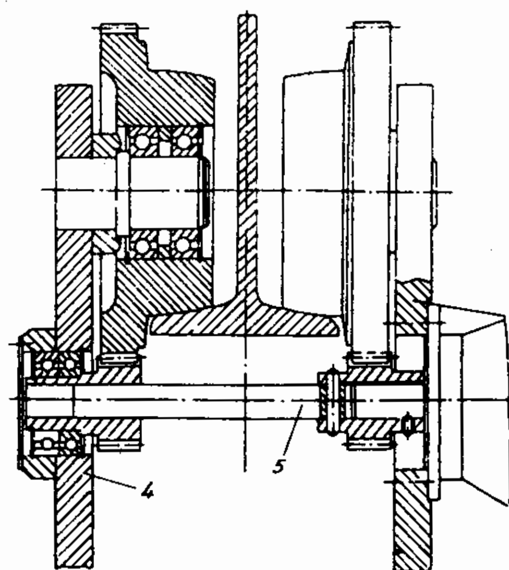
Khi có hai bánh xe dẫn trong một cụm bánh xe, cách bố trí cơ cấu di chuyển như sơ đồ trên hình 4.13.



Hình 4.13: Sơ đồ cơ cấu di chuyển với hai bánh dẫn trên một cụm bánh xe

Ở cơ cấu di chuyển kiểu treo, ray thường là dầm thép chữ I, các bánh xe chạy trên hai cánh dưới của dầm (hình 4.14). Cơ cấu di chuyển kiểu treo có thể dẫn động bằng tay nhờ đẩy trực tiếp hoặc thông qua bánh kéo xích. Trong trường hợp dẫn động điện, mômen xoắn được truyền từ động cơ đến bánh xe qua các cặp bánh răng. Các bánh xe có thể được dẫn động một bên hoặc cả hai bên, có thể dẫn động một bánh xe, hai bánh xe hay cả 4 bánh xe. Dẫn động một bên đơn giản hơn trong chế tạo và lắp ráp nhưng gây xiên lệch xe, chỉ dùng khi di chuyển trên đường thẳng. Do khi di chuyển trên hai cánh dưới của dầm I, áp lực bánh xe lên dầm gây nên các ứng suất uốn cục bộ khá lớn, cũng như đường kính bánh xe bị hạn chế, nên người ta dùng nhiều bánh xe cho một cơ cấu di chuyển khi có tải lớn (6, 8, 12 bánh). Vì chất lượng của bề mặt di chuyển bị hạn chế, nên tốc độ di chuyển ở loại này không vượt quá 0,5m/s.





***Hình 4.14:** Cơ cấu di chuyển kiểu treo*
1. Dầm định hình chữ I; 2. Động cơ điện; 3. Bu lông liên kết; 4. Tấm treo; 5. Trục trüyền.

Lực vòng mà bánh xe dẫn truyền cho ray bị giới hạn bởi khả năng bám giữa bánh xe với đường. Nếu vận tốc càng lớn thì chắc chắn gia tốc sẽ càng cao và số bánh xe dẫn động sẽ phải tăng lên. Có thể khắc phục hạn chế trên bằng cách dùng cơ cấu di chuyển kiểu dây kéo (cáp kéo).

Cơ cấu di chuyển cáp kéo được dùng nhiều trên các cần trục tháp, cần trục cổng và cần trục cáp. Nó sẽ được giới thiệu kĩ trong các sách chuyên ngành.

b) Tính toán chung cơ cấu di chuyển trên ray

- Lực cản chuyển động của xe di chuyển:

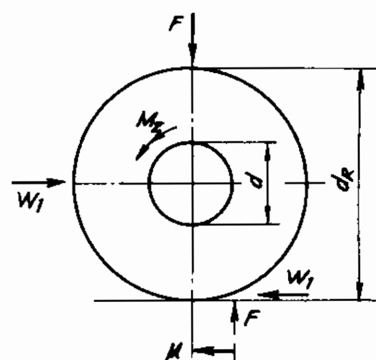
Lực cản tĩnh W_t tác động trong mọi thời kì chuyển động ổn định và không ổn định của máy. Đó là các thành phần lực cản do ma sát W_1, do dốc của đường ray W_2 và do gió W_3. Thành phần W_3 chỉ được kể đến khi máy làm việc ngoài trời.

$$W_t = W_1 + W_2 + W_3 \quad (4.13)$$

Lực cản ma sát W_1 là lực vòng trên bánh xe tại vị trí tiếp xúc giữa bánh xe với đường ray. Nó có chiều luôn ngược chiều chuyển động. W_1 là một đại lượng thay thế tương đương cho các lực cản lăn giữa bánh xe với ray, ma sát trong ổ trục bánh xe và ma sát giữa thành bánh xe với cạnh bên của ray. Phương trình cân bằng mômen (hình 4.15) khi không kể đến ma sát thành bánh:

$$W_1 \cdot \frac{d_R}{2} = F.\mu + M_Z = F\mu + F.f.\frac{d}{2};$$

hay $$W_1 = F \cdot \frac{2\mu + f.d}{d_R};$$



***Hình 4.15:** Mô hình tính lực cản ma sát.*

Trong đó:

μ - hệ số cản lăn, mm, (bảng 4.1);

f - hệ số ma sát ổ trục quy về đường kính ngõng trục (bảng 4.2);

d_R, d - đường kính bánh xe và ngõng trục bánh xe, mm;

F - tổng áp lực thẳng đứng lên các bánh xe, N.

Để kể đến ma sát thành bánh, dùng hệ số k. Hệ số k phụ thuộc vào dạng bánh xe, loại ổ trục cũng như cách dẫn động. Giá trị của nó cho ở bảng 4.3. Cuối cùng có:

$$W_1 = F\left(\frac{2\mu + f.d}{d_R}\right).k = F.\omega; \quad (4.14)$$

ω được gọi là hệ số cản chuyển động.

Bảng 4.1. Hệ số cản lăn μ, mm

Ray	μ (mm) khi đường kính bánh xe, mm				
	200 và 300	400 và 500	600 và 700	800	900 và 1000
	Đối với bánh xe thép				
Ray bằng	0,3	0,5	0,6	0,6	0,7
Ray đỉnh lồi	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
	Đối với bánh xe gang				
Ray bằng	0,4	0,6	0,8	0,8	0,9
Ray đỉnh lồi	0,5	0,7	0,9	1,2	1,4

Bảng 4.2. Hệ số ma sát ổ trục f

Loại ổ	Ổ trượt		Ổ lăn	
Kết cấu ổ	Để hở	Để kín, có dầu	ổ bi và ổ đũa	ổ côn
f	0,10	0,08	0,015	0,02

Lực cản do độ dốc đường ray:

$$W_2 = F.\sin\alpha \approx F.\alpha \tag{4.15}$$

α - độ dốc cho phép của đường ray; α = 0,002 với ray xe lăn trên cầu trục; α = 0,003 với ray cổng trục và cần trục chân đế; α = 0,001 đối với ray cần trục đặt trên dầm thép với nền bê tông cốt thép; α = 0,004 với ray cần trục đường sắt trên nền đá dăm, tà vẹt gỗ; α = 0,005 với ray cần trục tháp.

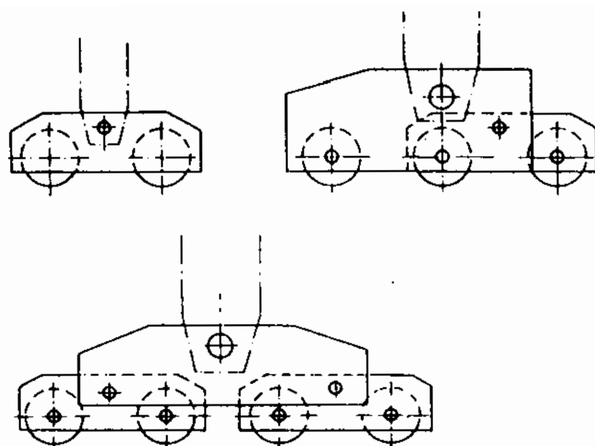
Bảng 4.3. Hệ số k

Dạng bánh xe	Vị trí đặt cơ cấu	Dẫn động cơ cấu	k	Ghi chú
Côn	Cầu trục	Chung	1,2	
Hình trụ có gờ		riêng hoặc chung	1,5	
Hình trụ không có gờ			1,1	Với con lăn dẫn hướng bên cạnh
Hình trụ có gờ	Xe con cần trục	Chung	2,5	Với dân dẫy cứng
			2,0	Với cáp dẫn điện
Hình côn có 1 gờ	Cầu trục treo	Một phía	2,51	Ổ lăn
			2,0	Ổ trượt
		Hai phía	2,01	Ổ lăn
			1,82	Ổ trượt
Hình trụ có gờ	Cần trục tháp		1,4	Ổ trượt
			2.0	Ổ lăn
	Cổng trục		1,8	Ổ trượt
			3,2	Ổ lăn

- Áp lực tựa và lực nén bánh

Cơ cấu di chuyển của hầu hết các máy đều có bốn cụm chân tựa. Điều này đòi hỏi đường ray cơ cấu di chuyển phải được lắp đặt một cách chính xác. Nhờ đối xứng nên kết cấu kiểu 4 cụm chân tựa tăng được độ ổn định máy cũng như cải thiện được điều kiện làm việc của cơ cấu. Khi tựa trên 3 cụm chân tựa, máy dễ dàng di chuyển quay vòng, yêu cầu về độ bằng phẳng đường ray cũng thấp hơn so với khi tựa trên 4 chân tựa.

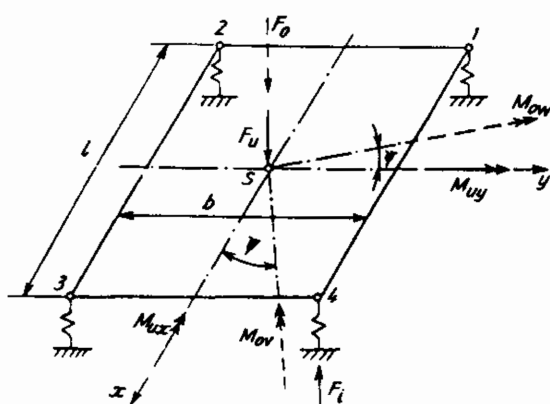
Áp lực ở các chân tựa được truyền xuống đường ray thông qua bánh xe. Nếu áp lực tựa lớn có thể tăng số bánh xe của mỗi chân tựa. Áp lực được phân xuống các bánh xe này thông qua hệ thống đặc biệt gọi là cầu cân bằng (hình 4.16).



Hình 4.16: Hệ thống cầu cân bằng

Để xác định gần đúng áp lực lên các chân tựa, sử dụng mô hình như ở hình 4.17. Mô hình là một tấm phẳng tuyệt đối cứng tựa trên 4 lò xo có độ cứng như nhau.

Đường thẳng đứng đi qua S gọi là trục chính của hệ lò xo, tức là tại điểm này, các lực thẳng đứng sẽ tạo ra ở 4 điểm tựa có sự dịch chuyển bằng nhau. Bài toán sẽ là phức tạp khi mà trục đối xứng, trục chính của lò xo và trục quay của máy không trùng nhau (ở các máy di chuyển bánh lốp). Có thể quy về mô hình đơn giản trên một cách dễ dàng khi mà trục đối xứng và trục chính trùng nhau, song không trùng với trục quay của máy bằng phương pháp dời lực.



Hình 4.17: Mô hình tính áp lực tựa

Trong mọi trường hợp, các ngoại lực đều có thể quy về một lực thẳng đứng F_u do bệ di chuyển gây ra và F_o do phần quay gây ra tác dụng tại trục chính hệ lò xo, một lực ngang (không đưa vào trên hình vẽ) và hai mô men M_{ux}, M_{uy} hoặc M_{ov} và M_{ow}. Góc quay ψ chỉ vị trí tức thời của véc tơ mômen phần quay M_o.

Áp lực tựa của một điểm tựa nào đó sẽ là:

$$F_i = F_{iu} + F_{io}$$

Phần áp lực do bệ di chuyển gây ra sẽ là:

$$F_{iu} = \frac{F_u}{4} \pm \frac{M_{ux}}{2b} \pm \frac{M_{uy}}{2l}$$

và phần áp lực do phần quay gây ra là:

$$F_{io} = \frac{F_o}{4} \pm M_{ov}\left(\frac{\cos\psi}{2b} - \frac{\sin\psi}{2l}\right) \pm M_{ow}\left(\frac{\sin\psi}{2b} + \frac{\cos\psi}{2l}\right) \qquad (4.16)$$

Từ (4.16) có:

$$F_{umax} = F_{u4} = \frac{F_u}{4} + \frac{M_{ux}}{2b} + \frac{M_{uy}}{2l};$$

$$F_{umin} = F_{u2} = \frac{F_u}{4} - \frac{M_{ux}}{2b} - \frac{M_{uy}}{2l}. \quad (4.17)$$

Áp lực do phần quay gây ra là một hàm của góc ψ. Lấy đạo hàm F_{io} theo ψ và cho bằng 0, rút ra:

$$tg(\overline{\psi} + k\pi) = \frac{\frac{M_{ow}}{b} - \frac{M_{ov}}{l}}{\frac{M_{ow}}{l} + \frac{M_{ov}}{b}} \quad (4.18)$$

Thay giá trị của góc ψ ở (4.18) vào (4.16) có:

$$F_{omax} = \frac{F_o}{4} + \frac{1}{2h} \cdot \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2};$$

$$F_{omin} = \frac{F_o}{4} - \frac{1}{2h} \cdot \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2};$$

với h theo hình 4.18:

$$h = \frac{b.l}{\sqrt{b^2 + l^2}}. \quad (4.19)$$

Kết hợp (4.16), (4.17) và (4.19) có

$$F_{max} = F_{4max} = \frac{F_o + F_u}{4} + \frac{M_{ux}}{2b} + \frac{M_{uy}}{2l} + \frac{1}{2h} \cdot \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2}$$

$$F_{min} = F_{2min} = \frac{F_o + F_u}{4} - \frac{M_{ux}}{2b} - \frac{M_{uy}}{2l} - \frac{1}{2h} \cdot \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (4.20)$$

Trong nhiều trường hợp có thể xẩy ra máy chỉ tựa trên 3 điểm tựa. Nguyên nhân:

- Do tải trọng dẫn đến áp lực tựa của 1 trong 4 gối bằng không.

- Không phải do tải trọng, mà do có sự sai lệch về độ cao của đường ray, dẫn đến có 1 gối không tiếp xúc mặt đường. Giả sử áp lực tựa F_2 là áp lực nhỏ nhất được tính theo (4.16). Cho $F_2 = 0$ ta có bất đẳng thức

$$M_{ov}\left(\frac{\cos\psi}{b} - \frac{\sin\psi}{l}\right) + M_{ow}\left(\frac{\sin\psi}{b} + \frac{\cos\psi}{l}\right) \geq \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{ux}}{b} - \frac{M_{uy}}{l} \quad (4.21)$$

Bất đẳng thức này là điều kiện để xẩy ra hiện tượng máy chỉ tựa trên 3 điểm tựa. Từ (4.21) cho phép xác định được miền giá trị của góc ψ thoả mãn bất đẳng thức trên.

Nhờ (4.20) có thể kiểm tra một cách đơn giản hơn xem có thể xảy ra hiện tượng có một gối áp lực tựa bằng 0 khi cho $F_{2min} \le 0$.

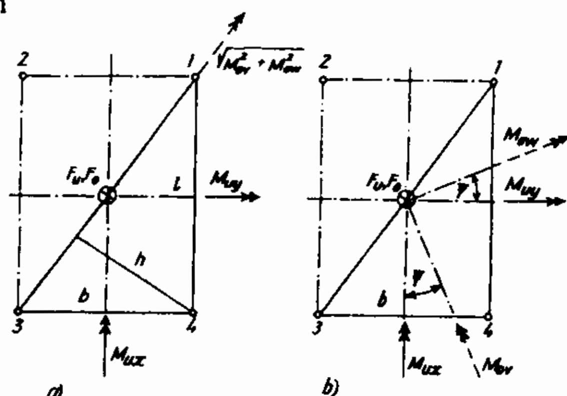
$$\frac{1}{h}\sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \ge \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{ux}}{b} - \frac{M_{uy}}{l}. \tag{4.22}$$

Sau khi bỏ F_2 thì máy chỉ tựa trên 3 gối 1, 3, 4. Từ hình 4.18 có:

$$F_1 = \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{uy}}{l} - \frac{h}{l^2}\sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2};$$

$$F_3 = \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{ux}}{b} - \frac{h}{b^2}\sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2};$$

$$F_4 = \frac{M_{ux}}{b} + \frac{M_{uy}}{l} + \frac{1}{h}\sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2}. \tag{4.23}$$



Hình 4.18: Cơ cấu di chuyển tựa trên 3 gối tựa
a) Phụ thuộc vào tải trọng;
b) Phụ thuộc vào đường ray.

Trường hợp máy chỉ tựa trên 3 điểm tựa do mặt đường không bằng phẳng được dẫn ra ở hình 4.18b. Giả sử gối 2 không tiếp xúc với mặt đường, ta có:

$$F_1 = \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{1}{l}(M_{uy} - M_{ov}.\sin.\psi + M_{ow}.\cos\psi);$$

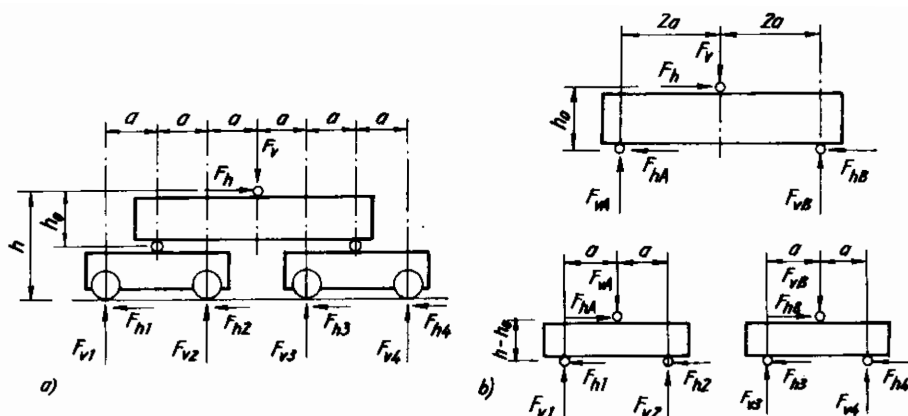
$$F_3 = \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{1}{b}(M_{ux} + M_{ov}.\cos\psi + M_{ow}.\sin\psi);$$

$$F_4 = F_u + F_o - F_1 - F_3$$

$$= \frac{1}{l}(M_{uy} - M_{ov}\sin\psi + M_{ow}\cos\psi) + \frac{1}{b}(M_{ux} + M_{ov}\cos\psi + M_{ow}\sin\psi). \tag{4.24}$$

Trường hợp mỗi một gối tựa có từ 2 bánh xe trở lên, việc xác định lực nén bánh lên từng bánh xe phụ thuộc vào kết cấu của cụm bánh xe và liên kết của cụm bánh xe với chân tựa của máy. Hình 4.16 là cách thức bố trí bánh xe thường gặp.

Bài toán xác định lực nén bánh lên bánh xe trong một chân tựa với hệ thống cầu cân bằng được ví dụ cho trường hợp có 4 bánh (hình 4.19). F_{vi} là các lực nén bánh cần xác định cùng với lực ngang F_{hi}. Việc phân bố F_h trên 4 bánh xe phụ thuộc vào cấu tạo của cơ cấu di chuyển.



Hình 4.19: Lực tác dụng lên các bánh xe

Ta có các công thức chung:

$$F_v = \sum_{i=1}^{4} F_{vi}\,; \qquad F_h = \sum_{i=1}^{4} F_{hi};$$

$$F_{vA} = F_{v1} + F_{v2}\,; \qquad F_{vB} = F_{v3} + F_{v4}\,;$$

$$F_{hA} = F_{h1} + F_{h2}\,; \qquad F_{hB} = F_{h3} + F_{h4}. \qquad (4.25)$$

Xét cân bằng mômen đối với khối trên có:

$$F_{vA,B} = \frac{F_v}{2} \pm \frac{F_h}{4} \cdot \frac{h_o}{a}\,;$$

và với khối dưới có:

$$F_{v1,2} = \frac{F_v}{4} - \frac{F_h}{8} \cdot \frac{h_o}{a} \pm (F_{h1} + F_{h2}) \cdot \frac{h - h_o}{2a}$$

$$F_{v3,4} = \frac{F_v}{4} + \frac{F_h}{8} \cdot \frac{h_o}{a} \pm (F_{h3} + F_{h4}) \cdot \frac{h - h_o}{2a} \qquad (4.26)$$

Trong các phương trình xác định lực thẳng đứng tác dụng lên các bánh xe đều có các thành phần lực ngang F_{hi}. Nếu như chỉ có một khối cân bằng gồm 2 bánh xe được dẫn động, lực ngang trên các bánh xe không được dẫn động được lấy bằng 0. Khi dẫn động cả 2 khối, coi toàn bộ lực ngang phân đều cho cả hai khối.

- Hiện tượng quay trơn, trượt trơn - Kiểm tra bám cơ cấu di chuyển:

Mômen từ động cơ truyền đến bánh xe dẫn tạo nên ở khu vực tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường những phản lực tiếp tuyến. Những phản lực này hướng theo chiều chuyển động của máy và có tác dụng đẩy máy về phía trước. Hợp lực của các phản lực nói trên gọi là phản lực đẩy của đường. Lực dẫn tiếp tuyến đến bánh xe chủ động không phải lúc nào cũng được sử dụng hoàn toàn, vì trong quá trình chuyển động, đôi khi có hiện tượng trượt quay của bánh xe (bánh xe quay nhưng không tiến về phía trước). Sự trượt

quay (quay trơn) của bánh xe chủ động, xuất hiện khi lực kéo tiếp tuyến đạt tới giá trị của lực bám giữa bánh xe với mặt đường. Lực bám ở đây là tổng các lực cản của nền đường đối với bánh xe bao gồm lực ma sát, lực cản do vấu, gân bánh xe gây ra khi lún vào nền đường (với loại bánh hơi, bánh xích) v.v... Nếu lực vòng tiếp tuyến vượt quá lực cản có thể có ở khu vực tiếp xúc thì sẽ xảy ra hiện tượng trượt quay hoàn toàn hoặc trượt một phần. Nghĩa là mức độ sử dụng lực dẫn trên bánh xe phụ thuộc và khả năng bám và chất lượng bám giữa bánh xe chủ động với mặt đường. Nó được đặc trưng bằng khả năng của đường hấp thụ lực dẫn tiếp tuyến và được đánh giá bằng hệ số φ_b. Hệ số bám φ_b được xác định bằng tỉ số giữa lực đẩy cực đại có thể có được ở khu vực tiếp xúc của bánh xe chủ động với mặt đường (còn gọi là lực bám) và tải trọng thẳng đứng đặt lên bánh xe.

Điều kiện đảm bảo cho bánh xe chủ động lăn mà không bị trượt quay là lực dẫn tiếp tuyến phải nhỏ hơn hay bằng lực bám:

$$P_d \le P_b = F.\varphi_b \tag{4.27}$$

Trong đó:

F - tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe dẫn;

φ_b - hệ số bám, được xác định bằng thực nghiệm, nó phụ thuộc vào tính chất của hai bề mặt tiếp xúc. Khi bánh xe thép hoặc gang lăn trên đường ray lấy:

$\varphi_b = 0,12$ khi máy làm việc ngoài trời,

$\varphi_b = 0,20$ khi máy làm việc trong nhà,

$\varphi_b = 0,25$ khi máy làm việc trên đường ray có phun cát.

Quá trình phanh cũng diễn ra tương tự như vậy. Lực vòng trên bánh xe do phanh gây ra gọi là lực hãm. Khi lực hãm P_h lớn hơn lực bám sẽ xảy ra hiện tượng bánh xe bị trượt về phía trước. Hiện tượng này gọi là trượt trơn. Toàn bộ máy bị trượt một đoạn về phía trước.

Cả hai hiện tượng trên đều gây cho bánh xe và đường bị mài mòn khốc liệt. Xe không tiến được về phía trước hoặc dừng đúng vị trí mong muốn. Do vậy khi tính toán cơ cấu di chuyển, cần kiểm tra bám. Phép tính kiểm tra bám phải tiến hành cho cả quá trình mở máy và quá trình phanh. Mô hình kiểm tra bám cho ở hình 4.20. Mômen mở máy M_m hay phanh M_p, trước khi được truyền đến bánh xe dẫn, phải tiêu tốn một phần để thắng mômen quán tính của các khối lượng tham gia chuyển động quay trong cơ cấu (trừ bánh xe).

Ta có điều kiện an toàn bám như sau:

$$P_d = \frac{2}{d_R}(M_m - J_g \,.\, \varepsilon_m)\, i_g \,.\, \eta_g \le \frac{\varphi_b}{n}\sum_{i=1}^{z} F_i \;;$$

$$P_p = \frac{2}{d_R}(M_p - \overline{J}_g \cdot \varepsilon_p)\frac{i_g}{\eta_g} \le \frac{\varphi_b}{n}\sum_{i=1}^{Z} F_i \quad (4.28)$$

Với $$J_g = J_{q1} - \frac{Z \cdot J_R}{i_g^2 \cdot \eta_g} \text{ và } \overline{J}_g = \overline{J}_{q1} - \frac{Z J_R \cdot \eta_g}{i_g^2}$$

Một cách gần đúng lấy theo (4.2), (4.3) và (4.4), coi $J_R = 0$ có:

$$J_g \approx \overline{J}_g \approx \alpha . J_1 ;$$

Trong đó:

d_R, J_R - đường kính và mômen quán tính của bánh xe;

$M_{m,p}$ - mômen mở máy hoặc mômen phanh quy về trục động cơ;

i_g, η_g - tỉ số truyền và hiệu suất truyền động của hệ thống truyền động cơ cấu;

φ_b - hệ số bám;

n - hệ số an toàn bám;

J_{q1}, $\overline{J}_{q1}$ - mômen quán tính của các tiết máy quay trong cơ cấu quy về trục động cơ;

Z - số lượng bánh xe dẫn trong cơ cấu;

F_i - tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe dẫn i.

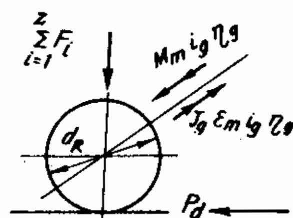
Trong công thức (4.28), gia tốc góc được xác định khi coi mômen mở máy (hoặc mômen phanh) là không đổi, và theo (4.6) có

$$\varepsilon_m = \frac{M_m - M_t}{J_o} \text{ và } \varepsilon_p = \frac{M_p + \overline{M}_t}{\overline{J}_o} \quad (4.29)$$

Thay giá trị của ε_m, ε_p vào (4.28) sẽ có điều kiện an toàn bám như sau:

$$M_m \le \frac{\frac{\varphi_b . d_R}{2 i_g . \eta_g . n} . \sum_{i=1}^{Z} F_i - M_t . J^*}{1 - J^*} ;$$

$$M_p \le \frac{\frac{\varphi_b . d_R . \eta_g}{2 . i_g . n} \sum_{i=1}^{Z} F_i + \overline{M}_t . \overline{J}^*}{1 - \overline{J}^*} ; \quad (4.30)$$



Hình 4.20: Mô hình kiểm tra bám

Trong đó: $$J^* = \frac{J_g}{J_o} = \frac{\alpha J_1}{\alpha . J_1 + \frac{m . d_R^2}{4} \cdot \frac{1}{i_g^2 \eta_g}}$$

$$\overline{J}^* = \frac{\overline{J}_g}{\overline{J}_o} = \frac{\alpha . J_1}{\alpha J_1 + \frac{m . d_R^2}{4} \cdot \frac{\eta_g}{i_o^2}} \quad (4.31)$$

Trong các công thức trên:

M_t, $\overline{M}_t$ - mômen cản tĩnh cơ cấu di chuyển quy về trục động cơ khi động cơ hoặc phanh làm việc (lực cản ma sát, dốc, gió);

m - khối lượng chuyển động tịnh tiến.

Từ công thức (4.30) có thể thấy là sẽ bất lợi cho M_m khi gió ngược chiều chuyển động (M_g dương) và cho M_p khi gió cùng chiều chuyển động (M_g âm). Cần chú ý là tải trọng $\sum F_i$ (còn gọi là trọng lượng bám) có ảnh hưởng lớn đến điều kiện bám.

Bất lợi nhất là khi máy di chuyển không tải, khi này các đại lượng J_o, M_t, $\overline{J}_o$, $\overline{M}_t$, F_i cần được tính tương ứng với tải Q = 0.

Khi chọn $\varphi_b = 0{,}12$ (tức là có giá trị rất thấp), thì hệ số an toàn bám n được chọn là 1,2. Với cơ cấu di chuyển dẫn động riêng cần kiểm tra bám cho từng cơ cấu với điều kiện bất lợi nhất cho cơ cấu đó. Khi điều kiện bám không đảm bảo, phải tăng số bánh dẫn, tăng trọng lượng bám F_i hoặc giảm mômen M_m, M_p.

- Chọn động cơ và phanh cơ cấu di chuyển:

Sau khi chọn sơ đồ dẫn động cơ cấu, xác định lực nén bánh và tính toán cụm bánh xe, cần xác định lực cản di chuyển theo (4.13). Tổng công suất động cơ dẫn động được tính:

$$P = \frac{[W_t + (1{,}1 \div 1{,}3)\,(m + m_Q).a].V_d}{1000\eta_g(0{,}6 \div 0{,}7).\psi_{max}}; \quad (4.32)$$

Trong đó:

V_d - tốc độ di chuyển, m/s;

a - gia tốc cơ cấu di chuyển, được chọn sơ bộ theo bảng (4.4);

m, m_Q - khối lượng xe và tải tham gia chuyển động;

ψ_{max} - hệ số mômen cực đại của động cơ.

Việc chọn động cơ được tiến hành theo §2.2. Khi dùng dẫn động riêng, giả sử có hai động cơ dẫn động, mỗi động cơ đặt ở một đường ray, thì công suất tính toán cho một động cơ lấy bằng 60% công suất chung. Sau cùng phải kiểm tra động cơ theo điều kiện bám (4.30).

Bảng 4.4. Giá trị trung bình của gia tốc mở máy cơ cấu di chuyển

Đặc điểm cơ cấu	a, m/s^2
Cầu trục, xe con vận chuyển kim loại lỏng	0,1
Cần trục lắp ráp và xe con của chúng	0,15
Cần trục và xe con có công dụng chung khi giá treo vật mềm	0,2
Cần trục và xe con có giá treo vật cứng	0,3
Cổng trục	0,1
Xe con mang gầu ngoạm của cầu trục	0,8

Khi chọn phanh, trước hết phải đảm bảo yêu cầu về gia tốc phanh. Mômen phanh yêu cầu được tính:

$$M_p = -\overline{M}_t + \overline{J}_o \cdot \varepsilon_p \tag{4.33}$$

Khi tính mômen cản tĩnh $\overline{M}_t$, chỉ kể đến thành phần lực cản do ma sát ổ trục và lực cản lăn của bánh xe. Các thành phần lực cản do gió, dốc nếu tính phải lấy dấu âm.

Gia tốc phanh:

$$\varepsilon_p = \frac{\omega_p}{t_p}\ ,\ (s^{-2})\ ; \tag{4.34}$$

Trong đó:

ω_p - tốc độ góc trục đặt phanh (s^{-1});

t_p - thời gian phanh nhỏ nhất đảm bảo quãng đường phanh cho phép:

$$t_p = \frac{2S_p}{V_d}\ ,\ (s) \tag{4.35}$$

S_p - quãng đường phanh cho phép, bảng 4.5

Bảng 4.5. Giá trị quãng đường phanh cho phép S_p, m

Giá trị hệ số bám φ_h	S_p khi số bánh xe chủ động		
	Tất cả $\left(\frac{G_b}{G_x} = 1\right)$	Một nửa $\left(\frac{G_b}{G_x} = \frac{1}{2}\right)$	Một phần tư $\left(\frac{G_b}{G_x} = \frac{1}{4}\right)$
0,12	$\frac{V^2}{6500}$	$\frac{V^2}{3250}$	$\frac{V^2}{1650}$
0,20	$\frac{V^2}{11000}$	$\frac{V^2}{5400}$	$\frac{V^2}{3000}$
0,25	$\frac{V^2}{14000}$	$\frac{V^2}{7200}$	$\frac{V^2}{3700}$
V: Vận tốc di chuyển m/ph; G_b, G_x - trọng lượng bám và tổng trọng lượng xe.			

Phanh được chọn phải thoả mãn điều kiện đảm bảo quãng đường phanh cho phép theo (4.33) và điều kiện bám theo (4.30).

Đối với máy làm việc ngoài trời không có bộ phận kẹp ray để hãm khi có gió lớn, mômen phanh phải được kiểm tra về khả năng hãm khi có gió ở trạng thái không làm việc.

$$M_p \geq k_p\,(W_2 + W_3 - \overline{W}_1)\,\frac{d_K\,\eta_g}{i_g}\ ;$$

Trong đó:

W_2 - lực do độ dốc ray, tính khi không có tải Q;

W_3 - lực đẩy do gió ở trạng thái không làm việc;

W_1 - lực cản do ma sát ổ trục và lực cản lăn, tính khi không có tải, theo (4.14) với k = 1;

k_p - hệ số an toàn phanh, $k_p = 1{,}2$.

c) Cơ cấu di chuyển quay vòng

Nhiều máy khi làm việc phải di chuyển trên đường vòng và do vậy phải có cơ cấu di chuyển quay vòng.

- Cấu tạo chung:

Trong cơ cấu di chuyển hai ray kiểu kết cấu cứng (các bánh xe không có khả năng lắc quanh trục đứng), có khẩu độ đường ray là s và khoảng cách trục a, khi di chuyển quay vòng, các bánh xe di chuyển trên một đoạn ray cong không phải hoàn toàn chính xác là một cung tròn (hình 4.21c).

Một cơ cấu di chuyển có ba chân tựa, trong đó có hai chân nằm ở đường ray ngoài (hình 4.21a) hoặc ở ray trong (hình 4.21b) di chuyển trên một đoạn ray cong. Chia đoạn ray cong này ra làm ba phần. Ở mỗi đoạn ray được chia, sẽ có bán kính cong khác với đoạn còn lại. Đoạn giữa BC được gọi là vùng di chuyển quay vòng ổn định, trong đó tất cả các chân tựa trên đường ray đều di chuyển với bán kính không đổi r_a, $\overline{r}_i$ hoặc $\overline{r}_a$, r_i. Khi này, bán kính nhỏ nhất được tính:

$$\overline{r}_i = r_a \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{a}{2r_a}\right)^2} - s\ ;$$

$$\overline{r}_a = r_i \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{a}{2r_i}\right)} + s\ . \qquad (4.36)$$

Ở đoạn chuyển đổi từ B đến A hoặc C đến D, bán kính ray $\overline{r}_i$ hay $\overline{r}_a$ sẽ thay đổi dần và giá trị cuối cùng là:

$$r_i = r_a - s\ ;$$

hoặc $$r_a = r_i + s.$$

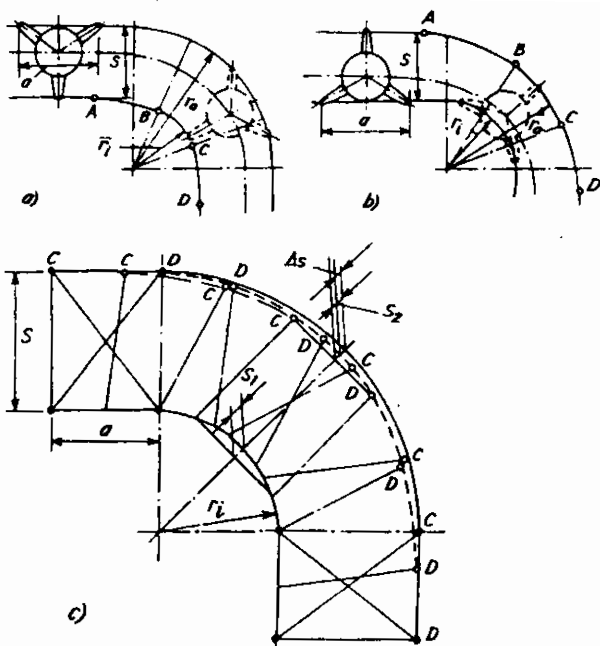
Ở đoạn bán kính ray được thay đổi dần này, sai lệch hướng kính (nếu chúng không quá lớn) được bù trừ bằng cách tăng chiều rộng mặt lăn của bánh xe.

Cơ cấu di chuyển có khả năng quay vòng với 3 chân tựa, chỉ được phép di chuyển trên đoạn quay vòng khi không tải, do máy có tính ổn định thấp. Các bánh xe dẫn chỉ được phép đặt về một phía của máy (trên cùng 1 đường ray). Để nâng cao tính ổn định cho máy, người ta dùng cơ cấu di chuyển có khả năng quay vòng với 4 chân tựa.

Ở cơ cấu di chuyển có kết cấu cứng, mỗi bên đường ray có 2 chân tựa. Trên đoạn quay vòng (hình 4.21c), độ giảm khẩu độ đường ray có trị số lớn nhất là (ở điểm giữa đoạn quay vòng).

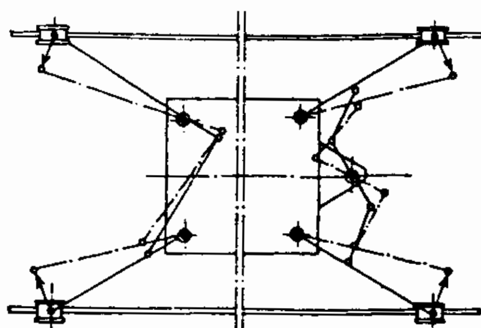
$$\Delta s = s_1 - s_2 = r_i + s - \sqrt{\left[s + \sqrt{r_i^2 - \left(\frac{a}{2}\right)^2}\ \right]^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2} \qquad (4.37)$$

Cơ cấu quay vòng dạng này đòi hỏi phải có các giải pháp kết cấu bổ sung, ví dụ bổ sung thêm bánh xe phụ, trên đoạn quay vòng nó thay thế cho hai bánh xe của một bên ray. Bánh xe phụ được di chuyển trên đoạn ray cong đặt cao hơn. Khi này cần trục chỉ tựa trên 3 điểm, tất nhiên chỉ được phép di chuyển khi không tải.



Hình 4.21: Đường di chuyển của cơ cấu di chuyển quay vòng có kết cấu cứng

Ở cơ cấu di chuyển có cơ cấu quay vòng dạng mềm với 4 chân tựa (hình 4.22), các chân tựa và các cụm bánh xe đều có khả năng lắc quanh trục thẳng đứng. Để đảm bảo di chuyển đồng bộ, giữa từng cặp chân tựa bố trí hệ thống thanh dằng. Với kết cấu kiểu trên, có thể dễ dàng thay đổi cả khẩu độ của đường ray. Tất nhiên trong trường hợp này, các bánh xe dẫn vẫn chỉ được phép bố trí trên 1 bên đường ray.



Hình 4.22: Cơ cấu quay vòng 4 chân tựa với kết cấu mềm.

Trong quá trình quay vòng, lực cản ma sát thành bánh sẽ tăng lên. Ngoài ra, khi chuyển động lăn của bánh xe xảy ra cùng lúc với chuyển động quay quanh trục đứng của bánh xe, sẽ xuất hiện lực cản ma sát phụ do quay, dẫn tới lực cản di chuyển tăng lên. Hiện nay do chưa có tài liệu đề cập đến lực cản phụ khi quay vòng nên có thể sử dụng các số liệu của ngành vận tải đường sắt.

Ví dụ: Cho cơ cấu quay vòng không có khả năng lắc quanh trục đứng, hệ số cản chuyển động do quay vòng sẽ là:

$$\omega_p = \varphi_b \cdot \frac{0,72S + 0,47a}{r_{tb}}; \qquad (4.38)$$

với: φ_b - hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường;

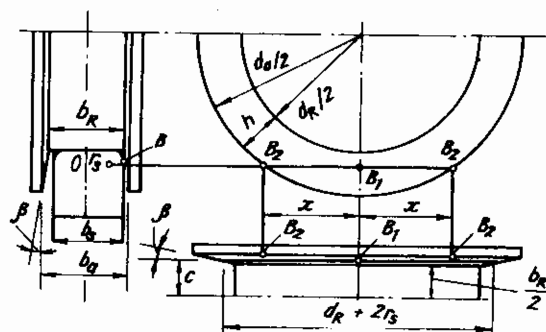
r_{tb} - bán kính quay vòng trung bình;

S, a - khẩu độ và khoảng cách trục bánh xe.

Cũng có thể lấy hệ số cản phụ như sau: Cần trục đường sắt và cần trục tháp $\omega_p = 0,005$; cần trục treo, đường treo lấy $\omega_p = 0,015$.

- Bán kính quay vòng nhỏ nhất.

Để bánh xe không bị kẹt ở đoạn ray cong bán kính đường ray không được nhỏ hơn một giá trị cho phép. Bánh xe di chuyển trên ray thường cấu tạo có hai gờ bên có tác dụng giới hạn sự dịch chuyển ngang do di chuyển lệch hoặc do trượt ngang của bánh xe trên ray. Khi đó sẽ có sự tiếp xúc giữa vành bánh xe và ray ở vùng chuyển tiếp giữa mặt cạnh và mặt đỉnh ray. Ở vùng này, bán kính cong chuyển tiếp của ray là r_s, và của bánh xe là r_R (hình 4.23). Tùy theo góc di chuyển lệch α giữa bánh xe và ray mà điểm tiếp xúc B sẽ nằm ở một vị trí nào đó trên đoạn B_1B_2. Một cách gần đúng coi B_1B_2 là một đoạn thẳng nằm ngang và có tung độ ứng với điểm dưới cùng của vùng chuyển tiếp của ray (vùng đầu ray có bán kính cong r_s).



Hình 4.23: *Vết tiếp xúc giữa gờ bánh xe và ray khi quay vòng*

Từ hình 4.23 có các quan hệ hình học sau:

$$c = \frac{b_R}{2} + r_s.tg\beta ;$$

$$x = \sqrt{\left(\frac{d_a}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_R}{2} + r_s\right)^2} . \qquad (4.39)$$

Giả sử mỗi chân tựa có 1 bánh xe có khả năng lắc quanh trục đứng đi qua A_o (hình 4.24a). Giới hạn của bán kính trong đường ray sẽ là:

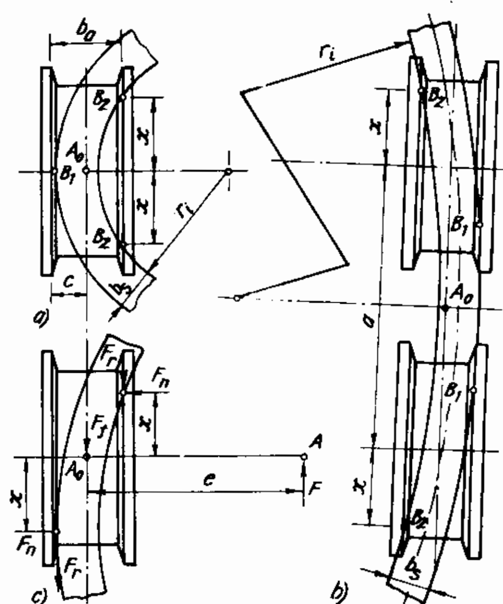
$$r_i \geq \frac{1}{2}\left(c + \frac{b_a}{2} - b_s\right) + \frac{x^2}{2\left(c + \frac{b_a}{2} - b_s\right)} \qquad (4.40)$$

với $$b_a = b_R + (d_a - d_R)tg\beta.$$

Trường hợp có nhiều bánh xe bố trí ở 1 bên của khung di chuyển, hoặc trong cụm bánh xe (hình 4.24b), khoảng cách giữa hai trục bánh xe a sẽ quyết định giới hạn bán kính cong của ray. Giả thiết các đoạn ray nằm giữa các gờ bánh xe là thẳng (B_1 - B_2) ta có giá trị gần đúng nhỏ nhất của bán kính cong trung bình $r_{tb} = (r_i + r_a)/2$ sẽ là:

$$r_{tb} \geq \frac{a}{2}\sqrt{1 + \left(\frac{2x}{b_a - B}\right)^2} ; \qquad (4.41)$$

với $$B = \frac{4x^2 + b_a^2}{b_a + 2x\sqrt{\frac{4x^2 + b_a^2}{b_s^2} - 1}}$$



***Hình 4.24:** Bán kính ray nhỏ nhất;*
a) Cho một bánh xe (c là khoảng cách giữa B_1 với trục đối xứng của mặt lăn bánh xe);
b) Hai bánh xe có liên kết cứng;
c) Bánh xe có khả năng gây tự hãm.

Nếu như bán kính cong cho phép quá lớn, trước tiên cần giảm khoảng cách trục a. Cũng có thể tăng chiều rộng mặt lăn của bánh xe b_R, giảm chiều rộng ray b_s, tăng góc mở vành bánh xe (tăng b_a) và giảm chiều cao vành bánh xe d_a.

Nếu như trục lắc của bánh xe hoặc cụm bánh xe nằm ở một phía (điểm A hình 4.24c), có thể xuất hiện hiện tượng tự hãm.

Nếu bỏ qua ảnh hưởng của góc mở β, áp lực trên vành bánh xe sẽ là:

$$F_n = \frac{F.e}{2.x} \qquad (4.42)$$

Hiện tượng tự hãm xảy ra khi:

$$2F_r + F_f \geq F.$$

Thay lực cản do ma sát $F_r = f.F_n$ và F_n theo (4.42), ta có:

$$\frac{F.e.f}{x} + F_f \geq F .$$

Nếu bỏ qua thành phần lực cản di chuyển do ma sát ổ trục và cản lăn F_f ta có điều kiện xảy ra tự hãm:

$$f \geq \frac{x}{e} . \qquad (4.43)$$

Trong biểu thức (4.43), f là hệ số ma sát trượt của vành bánh xe với ray, lấy bằng hệ số bám φ_b.

4.2.2. Cơ cấu di chuyển bánh lốp trên máy xây dựng

a) Cấu tạo

Cơ cấu di chuyển bánh lốp cũng như bánh xích trên các máy xây dựng đều phải đảm bảo được khả năng cơ động cao. Đó là khả năng di chuyển máy trong những điều kiện nền đường phức tạp (đường xấu, lầy lội, gồ ghề) mà không bị trượt.

Ngoài ra, cơ cấu di chuyển bánh lốp phải có khả năng cơ động, linh hoạt để đáp ứng yêu cầu làm việc của thiết bị.

Cơ cấu di chuyển bánh lốp được dùng nhiều ở các cần trục tự hành, máy xúc, máy cạp, máy san v.v:.. Cấu tạo chung của nó cũng giống như hệ di chuyển trên ô tô tải, bao gồm thiết bị truyền lực, các bánh xe, hệ thống treo và hệ thống điều khiển.

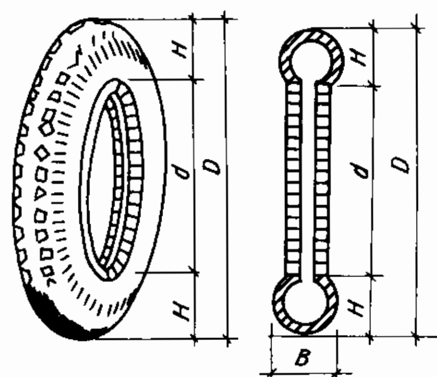
Trong nhiều trường hợp người ta còn sử dụng ô tô tải làm máy cơ sở để lắp thiết bị công tác trên đó.

Các bánh xe là bộ phận trực tiếp tác dụng lên mặt đường, gồm có lốp, xăm, áo xăm và vành bánh. Trên máy xây dựng thường sử dụng các bánh lốp cỡ lớn, có khả năng chịu tải cao, có gai lốp thích hợp với mọi địa hình công tác phức tạp, đảm bảo bám tốt và có loại có thể tăng giảm được áp suất hơi trong bánh tùy theo sự thay đổi của địa hình. Ngày nay người ta còn dùng lốp không xăm, hơi được bơm vào lốp, còn lốp ép chặt vào vành.

Dựa vào áp suất hơi trong bánh phân ra:

- Lốp có áp suất cao: 0,5 ÷ 0,7 Mpa;
- Lốp có áp suất thấp: 0,125 ÷ 0,350 Mpa;
- Lốp có áp suất rất thấp: 0,05 ÷ 0,08 Mpa.

Áp suất trong lốp càng thấp thì khả năng vượt chướng ngại càng cao. Các thông số cơ bản của hệ di chuyển bánh lốp là sơ đồ bánh xe, số trục chủ động, sự phân bố tải trọng trên các trục, dạng và kích thước lốp (hình 4.25).



Hình 4.25: *Cấu tạo và kích thước cơ bản của lốp*
B: Chiều rộng;
D: Đường kính ngoài;
d: Đường kính trong; H: Chiều cao

Lốp có áp suất thấp thường có kí hiệu là B-d.

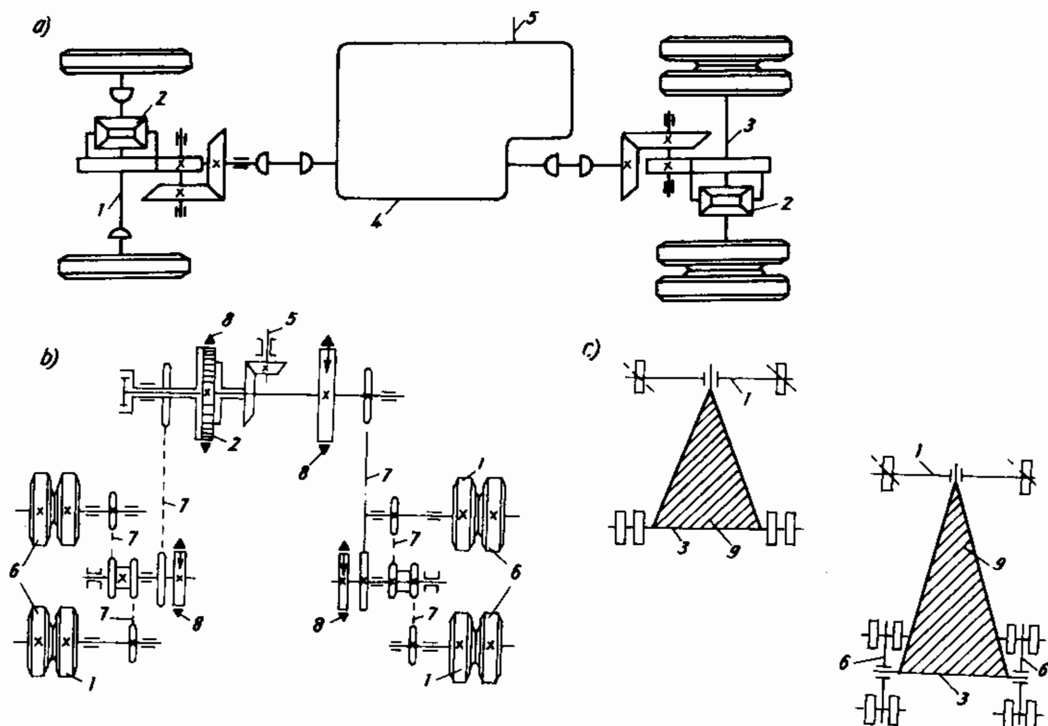
Lốp có áp suất cao kí hiệu D×B

Nhìn chung trên một xe, đường kính của các bánh xe đều bằng nhau. Nếu tải trọng ở cầu sau lớn thì đặt bánh kép. Ở máy kéo bánh lốp, do 70 ÷ 80% tải trọng phân bố lên cầu sau nên các bánh chủ động ở cầu sau phải lớn. Tùy theo tải trọng tác dụng lên phần di chuyển mà máy được trang bị hai trục, ba trục, đôi khi bốn trục, các bánh xe được lắp kiểu bánh đơn hoặc bánh kép.

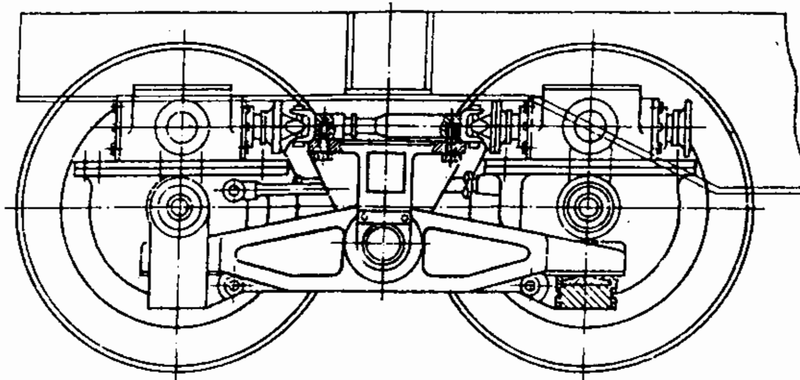
Ở xe có hai trục (hình 4.26a) để có thể di chuyển được trên đường không bằng phẳng, độ dốc lớn thì tất cả các trục đều được dẫn động (hai cầu chủ động). Chúng có cầu chủ

động kiểu ô tô với bộ vi sai đảm bảo quay vòng cho xe. Khung dầm của xe thường được treo cứng hoặc treo mềm với cầu sau, còn ở cầu trước treo qua cầu cân bằng (hoặc hệ thống nhíp).

Ở máy có ba trục (hình 4.26b), trục trước có các bánh lái treo qua cầu cân bằng với khung dầm xe. Cầu sau với bốn bánh xe được dẫn động bởi hai bán trục và được chia thành hai cầu cân bằng, trên cầu đặt khung dầm xe (hình 4.27). Các bánh xe trong một cầu cân bằng được dẫn động từ trục đứng trung tâm 5 qua bộ vi sai trụ 2 và bộ truyền động xích 7. Ở các hệ di chuyển dẫn động riêng thì mỗi một cầu cân bằng của cầu sau sẽ được dẫn động bởi một động cơ (có thể là động cơ điện hoặc thuỷ lực).



Hình 4.26: *Sơ đồ động học cơ cấu di chuyển bánh lốp.*
a) Hai trục; b) Ba trục; c) Cầu cân bằng; 1. Cầu trước; 2. Bộ vi sai; 3. Cầu sau; 4. Hộp giảm tốc; 5. Trục đứng; 6. Cầu cân bằng; 7. Bộ truyền xích; 8. Phanh; 9. Khung dầm.



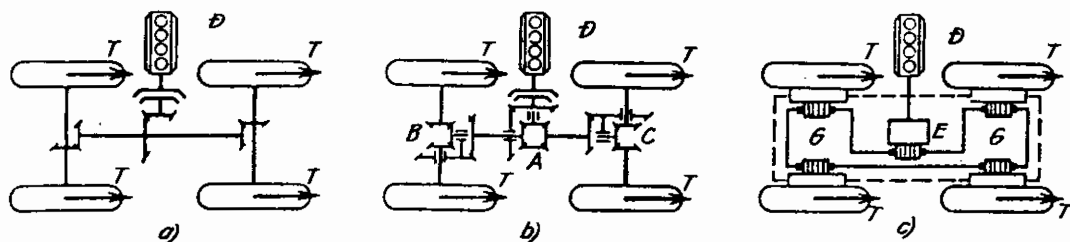
Hình 4.27: *Bố trí bánh xe trong một cầu cân bằng*

Hệ truyền lực của cơ cấu di chuyển bánh lốp thường có ba dạng sau:

a) Các bánh xe chủ động được nối cứng với nhau bằng hệ truyền động cơ khí (hình 4.28a);

b) Các bánh xe chủ động được nối mềm với nhau qua bộ truyền vi sai (hình 4.28b);

c) Mỗi một bánh xe chủ động được dẫn động độc lập bởi một động cơ riêng (hình 4.28c).



***Hình 4.28:** Sơ đồ hệ thống truyền lực cơ cấu di chuyển bánh lốp*
a) Không có bộ vi sai; b) Có bộ vi sai; c) Với động cơ – bánh xe; D – Động cơ;
A, B, C– bộ vi sai; E– Máy phát hoặc bơm thuỷ lực; G– Động cơ điện hoặc thuỷ lực; T– Lực kéo.

Hai sơ đồ đầu dùng cho các xe máy có dẫn động chung từ một động cơ (thường là động cơ đốt trong hay động cơ điện) cho tất cả các bánh xe. Còn ở sơ đồ thứ ba sử dụng động cơ điện hoặc thuỷ lực, dẫn động cho từng bánh xe.

Ở cơ cấu di chuyển với truyền động cứng, khi di chuyển trên đường thẳng và bằng phẳng sẽ đảm bảo ổn định ngang tốt và cho lực kéo cực đại, hạn chế được sự trượt bám giữa bánh xe và đường. Lực kéo chung bằng tổng lực kéo ở mỗi bánh xe.

$$T = \sum T_i$$

Khi máy di chuyển trên đường vòng xuất hiện trượt, gây tổn hao lớn do ma sát. Bán kính quay vòng phải lớn.

Ở cơ cấu di chuyển với truyền động mềm (vi sai), các bánh xe đồng trục có mômen bằng nhau và trị số lớn nhất của nó được xác định từ trọng lượng bám và hệ số bám. Khi này hệ số bám được lấy theo giá trị nhỏ.

Nếu lực kéo được tính ứng với giá trị nhỏ nhất của trọng lượng bám và hệ số bám là T_{min}, thì tổng lực kéo chung khi có n bánh xe chủ động sẽ là:

$$T = n.T_{min}.$$

Khi máy di chuyển trên đường vòng, loại kết cấu với truyền động mềm sẽ không xảy ra hiện tượng trượt của bánh xe.

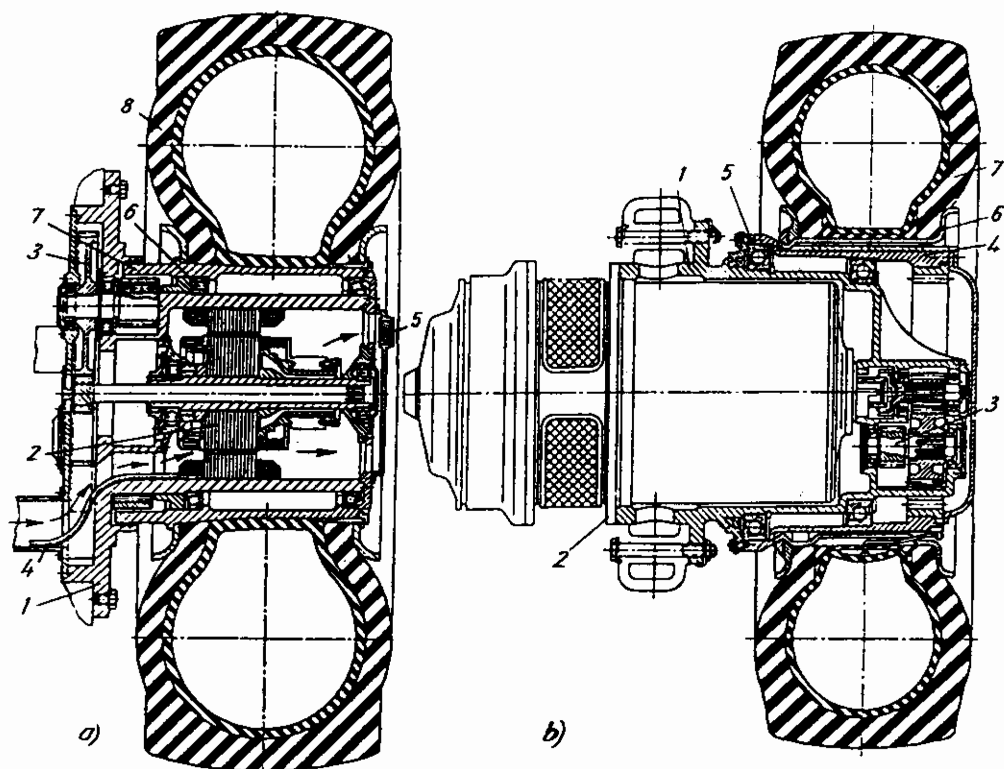
Nhược điểm cơ bản của cơ cấu di chuyển bánh lốp với truyền động vi sai là khi máy di chuyển trên đường có điều kiện xấu (ví dụ khi xe vượt ổ gà hay di chuyển trên nền

xấu) và tải phân bố không đều lên các bánh xe, sẽ tiêu tốn vô ích một phần công suất động cơ.

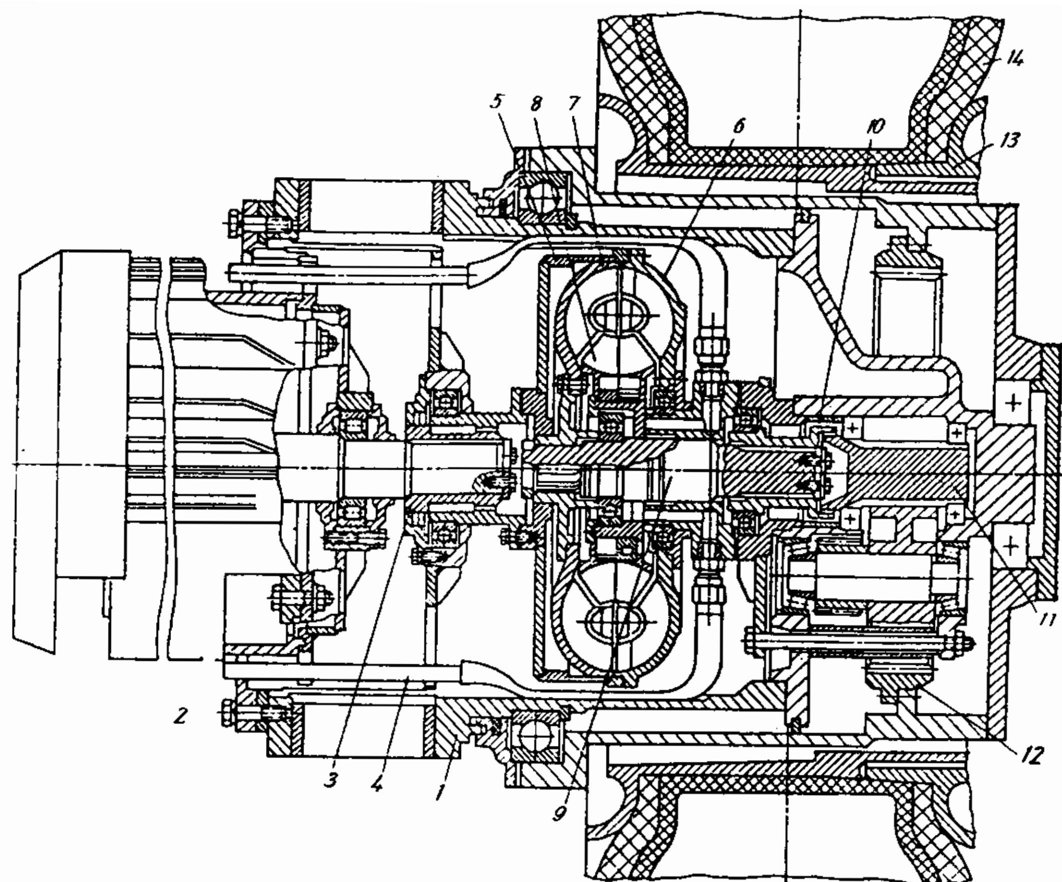
Nhược điểm này được khắc phục bằng cách sử dụng khoá liên động, trong trường hợp cần thiết sẽ nối cứng các bán trục chủ động của bộ vi sai lại với nhau.

Ở các cơ cấu di chuyển có tổ hợp động cơ - bánh xe (sơ đồ hình 4.28c), giữa các bánh xe không có liên hệ cơ khí, nhờ vậy mỗi bánh xe có thể có lực kéo tối ưu với giá trị lớn và sử dụng công suất động cơ một cách hợp lí.

Tổ hợp động cơ - bánh xe được thực hiện với việc bố trí động cơ và hộp giảm tốc bên trong bánh xe hoặc bố trí bên ngoài bánh xe. Kết cấu đầu chỉ có thể thực hiện được ở các bánh xe có đường kính lớn, sử dụng động cơ có tốc độ cao nhưng kích thước nhỏ, nối với nó là hộp giảm tốc có tỉ số truyền lớn. Cần làm mát tốt cho động cơ và hộp giảm tốc. Hình 4.29 dẫn ra kết cấu của hai loại động cơ - bánh xe khác nhau. Ở phương án một (hình 4.29a), động cơ được lắp bên trong bánh xe, phương án hai, động cơ được tách ra khỏi bánh xe (hình 4.29b). Cũng có thể lắp giữa động cơ và hộp giảm tốc bằng một bộ biến tốc thuỷ lực (hình 4.30).



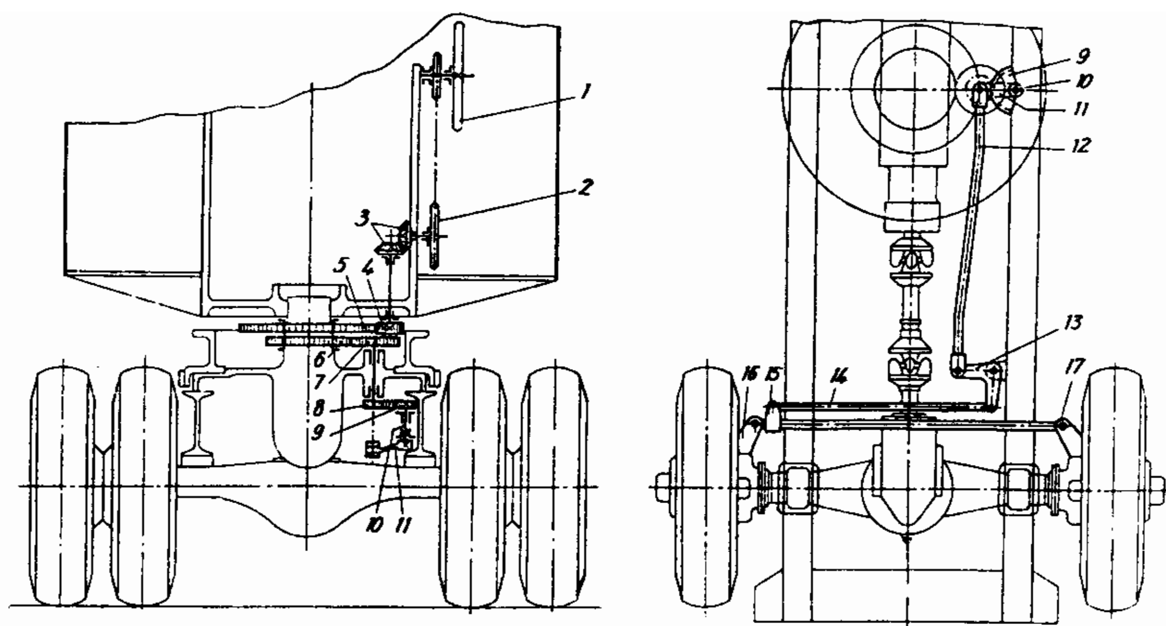
***Hình 4.29:** Kết cấu cụm động cơ – bánh xe*
a) Động cơ đặt trong bánh xe: 1. Giá với mặt bích để bắt với khung dầm; 2. Động cơ đặt trong; 3. Hộp giảm tốc; 4. Ống để làm mát bằng không khí; 5. Cửa thoát khí; 6. Ổ đỡ bánh xe; 7. Vành bánh xe với vành răng trong; 8. Lốp.
b) Động cơ đặt ngoài; 1. Giá đỡ để bắt với khung dầm; 2. Động cơ điện; 3. Hộp giảm tốc; 4. Ống lót dẫn động với vành răng trong; 5. Ổ đỡ; 6. Vành bánh xe; 7. Lốp.



Hình 4.30: *Động cơ – bánh xe với biến tốc thuỷ lực.*
1. Giá đỡ; 2. Động cơ điện; 3. Khớp nối; 4. Đường ống dẫn; 5. Giá đỡ bộ biến tốc thuỷ lực; 6. Bánh bơm; 7. Bánh tuốc bin; 8. Bánh phản ứng; 9. Trục ra; 10. Khớp nối răng đầu ra; 11. Hộp giảm tốc; 12. Ống lót dẫn động với vành răng trong; 13. Vành bánh xe; 14. Lốp.

Cơ cấu lái (chuyển hướng) các bánh xe quay vòng trên cơ cấu di chuyển bánh lốp tương tự như cơ cấu lái trên ô tô. Các bánh xe quay vòng được nối với nhau bởi một cơ cấu hình thang. Có thể điều khiển cơ cấu này nhờ hệ tay đòn, hệ thuỷ lực không bơm và hệ thuỷ lực có bơm.

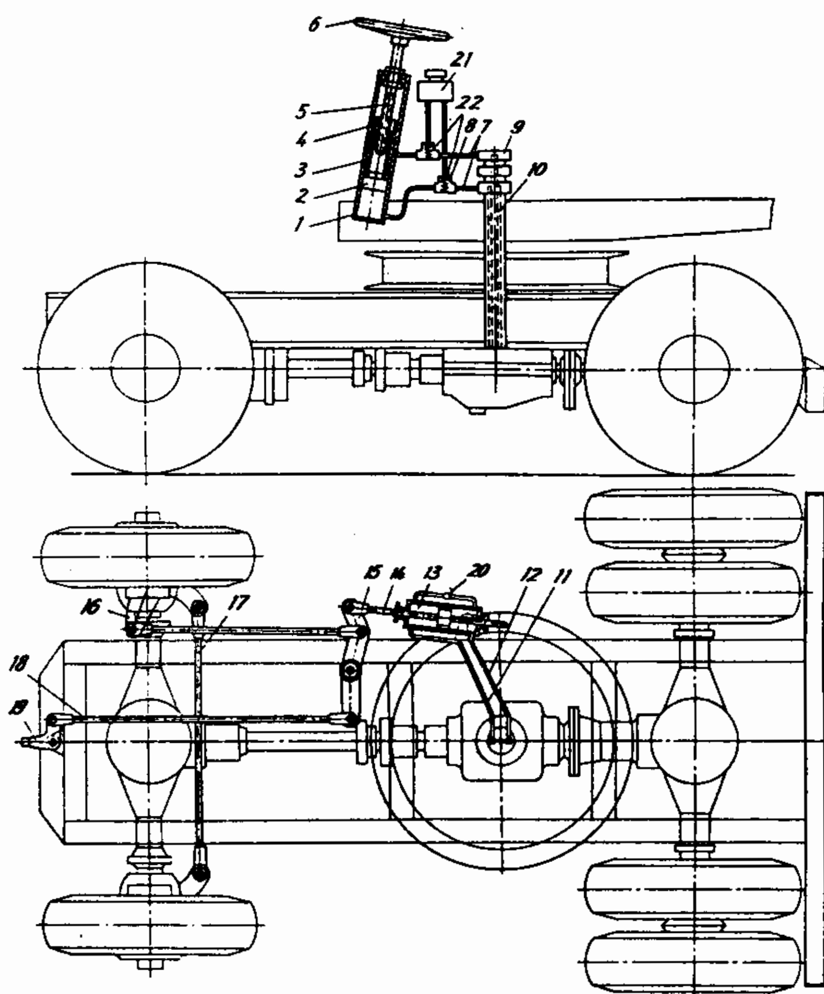
Phần lớn các máy xây dựng có cơ cấu di chuyển bánh lốp đều có hai phần: phần quay và phần không quay, do vậy cơ cấu lái cũng có những đặc điểm riêng. Ở cơ cấu lái bằng hệ thống tay đòn (hình 4.31), vô lăng lái 1 quay, truyền chuyển động qua xích 2 và bộ truyền bánh răng nón 3, làm quay bánh răng 4, sau đó truyền đến các bánh răng 5-6 quay tự do quanh ngõng trục trung tâm của bàn quay. Nhờ bánh răng 6 ăn khớp với bánh răng 7 và bộ truyền 8-9, trục 10, mà tay đòn 11 quay, qua thanh truyền 12, tay đòn góc 13 và thanh kéo 14, cơ cấu hình thang 15-16-17, làm cho các bánh xe quay hướng. Khi phần quay của máy hoạt động, thì các bánh răng 5-6 vẫn đứng yên, bánh răng 4 lăn quanh các bánh răng này và do đó vô lăng 1 sẽ quay tự do. Các bánh xe dẫn hướng chỉ quay khi người lái quay vô lăng. Khi quay vô lăng, phần quay của máy vẫn đứng yên.



Hình 4.31: *Cơ cấu lái điều khiển bằng tay qua hệ tay đòn*
1. Vô lăng lái; 2. Bộ truyền xích; 3. Bộ truyền bánh răng nón;
4, 5, 6, 7, 8, 9. Các bánh răng trụ trong các cặp truyền động;
10. Trục; 11. Tay đòn; 12. Thanh truyền; 13. Tay đòn góc;
14. Thanh kéo; 15, 16, 17. Cơ cấu hình thang.

Ở các máy nặng, điều khiển cơ cấu hình thang bằng hệ tay đòn sẽ đòi hỏi tỉ số truyền của hệ lớn và do vậy vô lăng lái phải quay nhiều vòng, điều khiển xe sẽ không linh hoạt. Trong trường hợp này thường sử dụng hệ thống điều khiển thuỷ lực không bơm (hình 4.32).

Trên phần quay của máy có trụ lái và cũng là xi lanh 1, ống 3 liên kết với pít tông 2 và đai ốc 4 tạo thành một khối. Trục ren vít 5 được quay nhờ vô lăng lái 6. Nhờ sự dịch chuyển lên xuống của pít tông khi quay vô lăng mà dầu sẽ được đẩy đi theo các đường ống 7, 8, qua bộ nối 9 (nối phần quay và bệ di chuyển máy) vào các đường ống 10 nằm trong trụ bàn quay và đi đến hai đường ống 11, 12 nối với hai khoang của xi lanh thuỷ lực 13. Tay đẩy 14 nối với hệ tay đòn 15 và nối với 16 để điều khiển cơ cấu hình thang 17. Để có thể quay vòng cùng với đầu kéo trong trường hợp lai dắt máy trên đường, có thể nối thanh kéo 18 với tay đòn 15. Thanh truyền 19 sẽ liên hệ điều khiển với đầu kéo. Để đảm bảo sự chuyển động tự do của dầu công tác giữa hai khoang của xi lanh thuỷ lực 13 khi lai dắt máy, người ta mở khoá 20. Dầu công tác được bổ sung từ bể chứa 21 qua van một chiều 22. Sự quay vòng của các bánh lái được thực hiện nhờ quay vô lăng, dẫn đến sự chuyển động tịnh tiến của đai ốc 4 và pít tông 2. Hệ thống điều khiển thuỷ lực không bơm đòi hỏi lực đặt vào vô lăng lái cũng tương đối lớn, vì vậy ở các xe máy cỡ lớn, người ta còn áp dụng hệ điều khiển thuỷ lực có bơm (hình 5.12), khi này các xi lanh công tác điều khiển trực tiếp cơ cấu hình thang nhờ dầu có áp lực do bơm dầu cung cấp. Điều khiển sự làm việc của cơ cấu lái nhờ các van thuỷ lực kiểu tay gạt.



Hình 4.32 : Cơ cấu lái điều khiển bằng thủy lực không bơm

b) Tính toán cơ cấu di chuyển bánh lốp

Tổng lực cản khi xe di chuyển

$$W = f_o.G\cos\alpha \pm G\sin\alpha \pm P_g + P_{qt} \; ; \qquad (4.44)$$

Trong đó:

f_o - hệ số cản di chuyển;

G - trọng lượng máy và tải (nếu có);

α - góc nghiêng đường;

P_g - lực cản gió;

P_{qt} - lực cản quán tính khi di chuyển.

Hệ số cản di chuyển phụ thuộc vào tính chất bề mặt nền hoặc mặt đường:

Đường atphan bê tông $\quad f_o = 0{,}015 \div 0{,}0128.$

- Đường rải đá $f_o = 0,035 \div 0,04$.

- Đường đất lầy lội $f_o = 0,17 \div 0,25$.

Mômen xoắn trên các trục bánh xe chủ động:

$$M = 0,5W.D_{bx}$$

Hệ số an toàn bám của bánh xe với nền.

$$n = \frac{N(\mu_o + f'_o)}{W_{max}} \geq 1,1 \div 1,2 ;$$

Trong đó:

N - lực thẳng đứng tác dụng lên các bánh xe chủ động;

μ_o - hệ số bám của các bánh xe chủ động với nền;

f'_o - giá trị nhỏ nhất của hệ số cản di chuyển;

W_{max} - lực cản di chuyển lớn nhất khi di chuyển ngược chiều gió.

Giá trị μ_o phụ thuộc vào tính chất mặt đường. Đường atphan bêtông $\mu_o = 0,45 \div 0,55$; đường đất lầy $\mu_o = 0,1$.

Trong trường hợp trên máy có một động cơ dẫn động chung cho cả các cơ cấu công tác và di chuyển thì công suất động cơ cần được xác định đủ cho cả hai trường hợp: máy di chuyển trên đường và khi các cơ cấu công tác trên máy làm việc (ví dụ: ở các cần trục bánh lốp hoặc máy xúc bánh lốp v.v...).

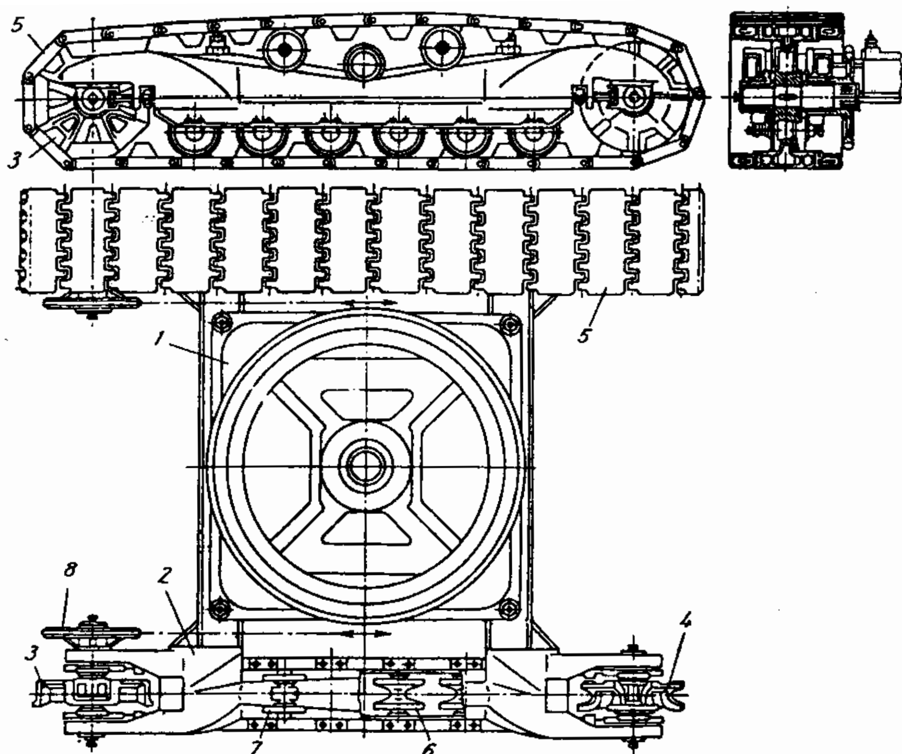
4.2.3. Cơ cấu di chuyển bánh xích

a) Cấu tạo

Cơ cấu di chuyển bánh xích được sử dụng rất rộng rãi trên các máy xây dựng và máy làm đường, đặc biệt là các máy chuyên dùng thi công trên nền đất yếu. Cơ cấu di chuyển bánh xích cho phép giảm áp suất của máy xuống nền còn trong khoảng 0,04 ÷ 0,1MPa (0,4 ÷ 1 kg/cm^2) và phân bố khá đều trên mặt tựa, nên thích hợp với nền đất yếu, không bằng phẳng. Bộ di chuyển xích có lực bám lớn, tính năng thông qua tốt, có khả năng vượt dốc lớn.

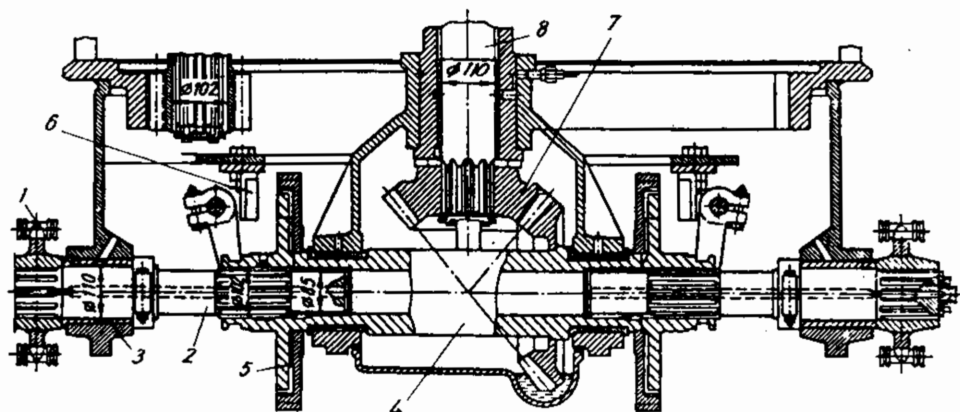
So với di chuyển bánh lốp, cơ cấu di chuyển bánh xích có nhược điểm là trọng lượng bản thân lớn, cấu tạo phức tạp, chế tạo, lắp ráp và sửa chữa khó khăn, các chi tiết chóng mòn, lực cản di chuyển lớn, tốc độ di chuyển chậm (6 ÷ 8km/h). Máy có tính cơ động thấp, khi di chuyển dễ gây hỏng mặt đường.

Cấu tạo của cơ cấu di chuyển xích dẫn động chung (hình 4.33) gồm bệ đỡ bàn quay 1 liên kết cứng với khung di chuyển 2. Ở hai đầu của khung di chuyển 2 có các đĩa xích hình sao (bánh sao): đĩa chủ động 3 và đĩa bị động 4. Các đĩa xích này ăn khớp với dải xích 5. Trọng lượng của máy qua khung di chuyển 2 truyền qua các bánh tì 6 lên xích và từ đó truyền xuống nền. Nhánh trên của dải xích có các con lăn đỡ 7. Truyền chuyển động cho bánh sao chủ động nhờ bộ truyền xích 8.

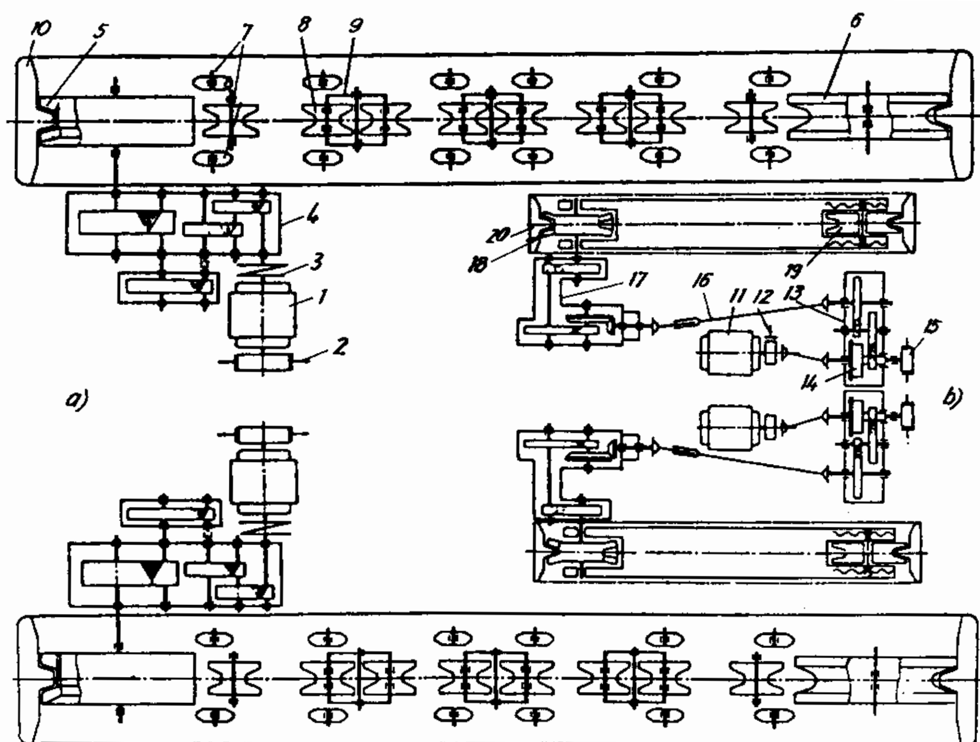


Hình 4.33: Cấu tạo cơ cấu di chuyển bánh xích dẫn động chung của cần trục – máy xúc.
1. Bệ đỡ bàn quay; 2. Khung di chuyển; 3. Đĩa xích chủ động; 4. Đĩa xích bị động;
5. Dải xích di chuyển; 6. Bánh tỳ; 7. Con lăn đỡ xích; 8. Bộ truyền xích.

Đĩa xích dẫn 1 của bộ truyền xích nói trên (hình 4.34) được gắn trên trục nằm ngang 2. Trục này được đỡ bởi ổ đỡ 3 và nối với trục dẫn 4 nhờ khớp nối vấu 5. Khớp này có thể gạt về vị trí ăn khớp với vấu cố định 6, đảm bảo ngắt truyền động và phanh hãm các đĩa xích 1 một cách độc lập. Nếu ngắt truyền động của đĩa xích phía nào, máy sẽ quay vòng về phía đó. Dẫn động cho trục 4 từ phần truyền dẫn chung ở phần quay của máy đến trục thẳng đứng 8 (nằm trùng trục quay của phần quay) qua bộ truyền bánh răng nón 7.



Hình 4.34: Trục dẫn cơ cấu di chuyển xích của máy xúc – cần trục dẫn động chung



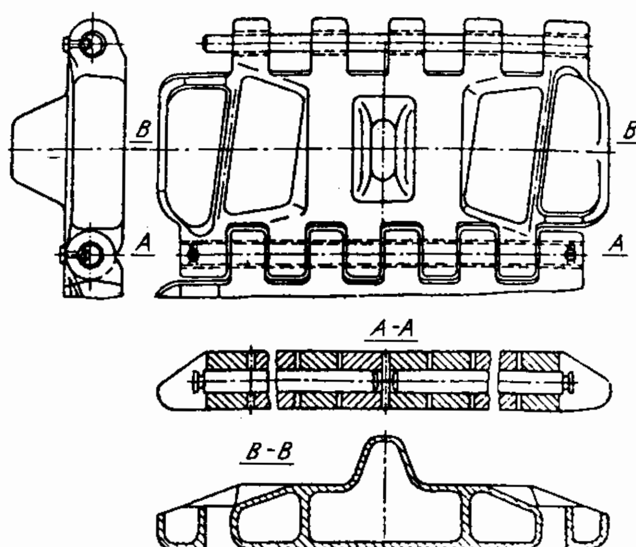
Hình 4.35: *Cơ cấu di chuyển xích với dẫn động riêng cho từng dải xích*
a) Động cơ đặt ngang; 1. Động cơ điện; 2. Phanh; 3 Khớp nối; 4. Hộp giảm tốc bánh răng trụ răng nghiêng; 5. Bánh sao chủ động; 6. Bánh sao bị động; 7. Bánh đỡ; 8. Bánh tì; 9. Cầu cân bằng cho các bánh tì; 10. Xích di chuyển; b) Động cơ đặt dọc; 11. Động cơ điện; 12. Khớp nối và phanh; 13. Hộp giảm tốc bánh răng trụ với truyền động vi sai; 14. Bộ truyền vi sai; 15. Phanh của bộ truyền vi sai; 16. Trục các đăng; 17. Hộp giảm tốc bánh răng trụ nón; 18. Bánh sao chủ động; 19. Bánh sao bị động; 20. Xích di chuyển.

Các mắt xích của hai dải xích được chế tạo nhờ đúc, rèn, dập hay hàn. Nhờ có bề mặt tiếp xúc với nền lớn (hình 4.36) mà áp lực của xích lên nền không lớn.

Theo đặc điểm truyền áp suất lên nền, bộ di chuyển xích có hai loại: loại nhiều bánh tì và ít bánh tì.

Ở bộ di chuyển ít bánh tì, khung di chuyển gắn trực tiếp lên các bánh tỳ có đường kính lớn. Do áp lực của xích phân bố lên nền không đều (hình 4.37a) nên loại này ít được dùng.

Bộ di chuyển nhiều bánh tì có áp lực tác dụng lên nền đều hơn (hình 4.37b)

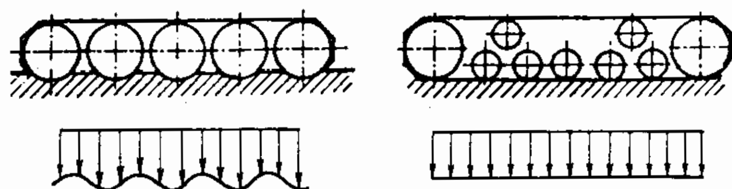


Hình 4.36: *Cấu tạo mắt xích*

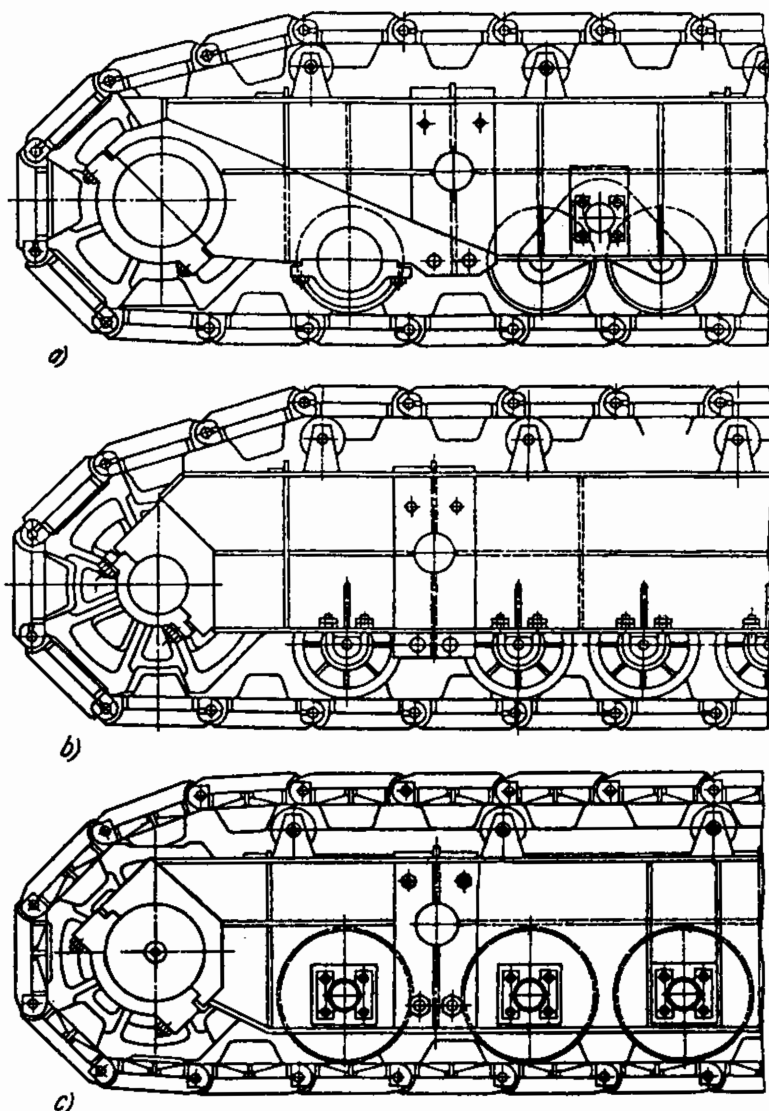
do tải trọng truyền xuống xích qua nhiều điểm. Các bánh tì ở loại này có đường kính nhỏ hơn so với loại trên.

Có nhiều cách liên kết khung di chuyển với các bánh tì.

Ở hình 4.38a, các bánh tì được lắp thông qua cầu cân bằng, nhờ vậy cho phép xích tiếp xúc với nền tốt hơn, đặc biệt ở các nền đường không bằng phẳng. Lực được truyền đều qua các bánh tì. Một dạng có kết cấu đơn giản hơn là khung di chuyển được tựa lên các bánh tì thông qua các gối đỡ trục (hình 4.38b). Có thể tháo từng cụm bánh tỳ ra khỏi khung di chuyển một cách dễ dàng. Bắt trực tiếp các bánh tì vào khung di chuyển như ở hình 4.38c sẽ gây khó khăn cho công tác bảo dưỡng, thay thế vì vậy kết cấu dạng này ít được dùng.



Hình 4.37: *Sơ đồ bộ di chuyển xích và biểu đồ phân bố áp lực trên nền. a) Loại ít bánh tì; b) Loại nhiều bánh tì.*



Hình 4.38: *Các phương án liên kết giữa khung di chuyển và các bánh tì*
a) Lắp thông qua cầu cân bằng; b) Lắp trục bánh tì thông qua gối đỡ;
c) Lắp trực tiếp trục bánh tì vào khung di chuyển

b) Tính toán cơ cấu di chuyển bánh xích

Phân bố áp lực của xích trên nền là không đều do hợp lực theo phương đứng không nằm giữa tâm của dải xích và thường xuyên thay đổi vị trí do phần quay của máy mang thiết bị công tác làm việc. Giả sử G là tải trọng tác dụng lên một dải xích và có vị trí cách tâm dải xích một khoảng λ tính trong mặt phẳng dọc (hình 4.39a), từ điều kiện cân bằng mômen của lực G và áp lực q, có phương trình:

$$G\lambda = \frac{2q.L}{3};$$

Trong đó: $q = \frac{L.b\Delta p}{4}$.

Suy ra: $G.\lambda = \frac{b.L^2.\Delta p}{6}$ và $\Delta p = \frac{6G.\lambda}{b.L^2}$

Áp lực lớn nhất trên nền:

$$p_{max} = p_{tb} + \Delta p$$

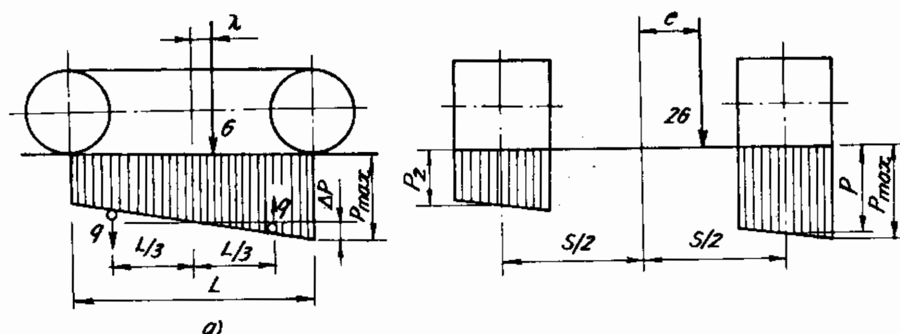
Với $p_{tb} = \frac{G}{b.L}$ sẽ có:

$$p_{max} = \frac{G\left(1 + 6.\frac{\lambda}{L}\right)}{b.L}. \qquad (4.45)$$

Nếu tải trọng thẳng đứng của máy là 2G lệch sang phải một đoạn là e, thì lực G_p tác dụng lên dải xích bên phải sẽ là (hình 4.39b):

$$2G.(0,5.S + e) = G_p.S$$

và $G_p = \frac{G\,(S + 2e)}{S}$.



Hình 4.39: *Sơ đồ xác định áp lực trên nền của cơ cấu di chuyển bánh xích.*

Áp lực cực đại trên nền ở nhánh xích phải sẽ là:

$$p_{max} = \frac{G}{b.L}\left(1+\frac{6\lambda}{L}\right)\left(\frac{S+2e}{S}\right) \qquad (4.46)$$

Trong các công thức trên:

G - tải trọng thẳng đứng tác dụng lên một dải xích;

b - chiều rộng dải xích;

L - chiều dài bề mặt tựa của xích trên nền.

Khi máy di chuyển thẳng, tổng lực cản di chuyển sẽ là:

$$W = W_{ms} + W_b \pm W_d \pm F_g \quad ; \qquad (4.47)$$

Trong đó:

W_{ms} - lực cản ma sát;

W_b - lực cản do biến dạng nền;

W_d - lực cản do dốc nền đường;

W_g - lực cản gió.

- Khi máy di chuyển, phải khắc phục lực cản ma sát trong các bánh tì, ở các bánh sao chủ động, bánh sao bị động và trong các chốt của dải xích. Các lực cản ma sát này được quy về thành một lực cản ma sát tập trung W_{ms} và được tính như sau:

$$W_{ms} = G_o.\cos\alpha.\omega = 2G.\cos\alpha.\omega$$

ω - hệ số cản ma sát; $\omega = 0{,}05 \div 0{,}07$ tùy thuộc vào loại nền;

$2G = G_o$ - tổng trọng lượng máy;

α - góc dốc nền đường. Khi di chuyển không mang tải, thường $\alpha = 20^o$, các cần trục xích di chuyển có vật nâng, $\alpha = 3^o$.

- Lực cản di chuyển do biến dạng nền:

$$W_b = f_b.2G\cos\alpha \ ,$$

f_b - hệ số cản, được xác định như sau:

$f_b = 0{,}09 \div 0{,}12$ đối với đường cát kết (sa thạch ẩm ướt)

$f_b = 0{,}1 \div 0{,}15$ đối với đường cát rời

$f_b = 0{,}05 \div 0{,}06$ đối với đường đá rải nhựa

- Lực cản dốc

$$W_d = 2.G\sin\alpha.$$

Khi tính toán cơ cấu di chuyển xích, cần phải kể đến trường hợp quay vòng. Chuyển động quay vòng của bộ di chuyển xích có thể thực hiện bằng ba cách sau: chuyển động của hai dải xích hai bên có tốc độ khác nhau (trường hợp dẫn động riêng và có khả năng thay đổi mềm tốc độ di chuyển), phanh hãm một trong hai dải xích và chuyển động của hai dải xích ngược chiều nhau. Trường hợp thứ nhất, máy quay quanh tâm

nằm ở phía bên hai dải xích. Trường hợp thứ hai máy quay quanh tâm nằm ở trên một trong hai dải xích và trường hợp thứ ba quay quanh trục đứng nằm giữa các dải xích (quay tại chỗ).

Thực tế thường gặp trường hợp hai. Khi di chuyển quay vòng, máy quay quanh tâm không trùng với trục của nó. Sự quay vòng được thực hiện nhờ sự trượt của dải xích trên nền. Xuất hiện lực cản do ma sát trượt của dải xích với nền.

Phân bố lực cản ma sát trượt của xích theo hướng chuyển động của nó:

$$dW_k = f.p.b.dy \ ;$$

Trong đó:

f - hệ số ma sát giữa xích với nền;

p - áp lực xích trên nền;

b - chiều rộng dải xích.

Mômen cản của lực ma sát đối với tâm quay khi máy quay vòng

$$M_{ms} = 2\int_{o}^{L/2} f.p.b.ydy = f.\frac{b.p.L^2}{4} = f.\frac{G.L}{4} \ ;$$

Trong đó:

G - tải trọng thẳng đứng của máy tác dụng lên một dải xích;

L - chiều dài dải xích nằm giữa hai bánh sao chủ động và bị động.

Lực cản di chuyển quay vòng khi quay xung quanh tâm nằm ở dải xích được phanh:

$$W_k = \frac{2M_{ms}}{B} = \frac{f.G.L}{2B} \ ; \qquad (4.48)$$

B - khoảng cách giữa các đường trục của xích.

Tổng lực cản di chuyển khi quay vòng

$$W = 1{,}2W_{ms} + W_h \pm W_\alpha + W_k \pm F_g \qquad (4.49)$$

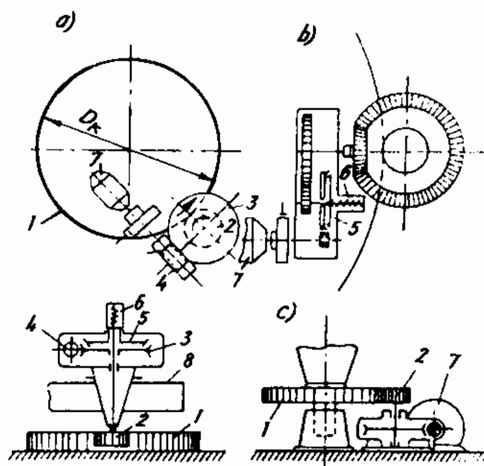
Trong công thức trên, hệ số 1,2 kể đến ma sát ở mặt đầu của các bánh tì với các mắt xích.

§4.3. CƠ CẤU QUAY

Các máy xây dựng như cần trục, máy xúc thường có hai phần; phần quay và phần không quay. Trên phần quay bố trí các thiết bị công tác. Giữa phần quay và phần không quay của máy được liên kết với nhau bằng thiết bị tựa quay. Nhờ có thiết bị tựa quay mà phần quay được lắp trên phần không quay và có thể quay quanh trục đứng một cách nhẹ nhàng. Thông qua thiết bị tựa quay, tải trọng được truyền từ phần quay xuống phần không quay và từ đó xuống nền. Cấu tạo và tính toán thiết bị tựa quay có thể xem ở §3.4. Cơ cấu dẫn động tạo ra chuyển động quay gọi là cơ cấu quay.

4.3.1. Cấu tạo chung cơ cấu quay

Căn cứ vào khâu truyền lực cuối cùng đến phần quay, cơ cấu quay được chia ra ba loại sau: Cơ cấu quay với truyền động bánh răng, cơ cấu quay với truyền động cáp và cơ cấu quay kiểu bánh xe dẫn. Cơ cấu quay với truyền động bánh răng được sử dụng phổ biến trên máy xây dựng (hình 4.40). Động cơ và hệ thống truyền lực thường được đặt trên phần quay của máy. Bánh răng dẫn cuối cùng của xích động học sẽ ăn khớp với vành răng lớn gắn cố định trên phần không quay. Khi hoạt động, bánh răng chủ động quay, lăn quanh vành răng cố định, kéo theo phần quay chuyển động. Trong một số trường hợp, cơ cấu quay có thể được đặt trên phần không quay của máy. Khi này vành răng lớn được gắn trên phần quay (hình 4.40c). Tốc độ quay n_q được chọn tùy thuộc vào năng suất của máy. Tuy nhiên nếu dùng tốc độ quay lớn sẽ phát sinh tải trọng quán tính lớn. Tốc độ quay của phần quay trên các máy xúc, cần trục hiện nay nằm trong khoảng 0,8 ÷ 3,5 v/ph. Để đảm bảo tốc độ quay n_q, hệ thống truyền động cơ cấu quay phải có tỉ số truyền rất lớn, khoảng 200 ÷ 1000. Để thực hiện tỉ số truyền cơ cấu quay, thường dùng kết hợp hộp giảm tốc có tỉ số truyền 50 ÷ 250 và cặp bánh răng ăn khớp (bánh dẫn - vành răng lớn) có tỉ số truyền 9 ÷ 12. Hộp giảm tốc thường dùng trong cơ cấu quay là hộp giảm tốc bánh vít có tỉ số truyền cao và kích thước nhỏ gọn, song hiệu suất thấp. Hộp giảm tốc hành tinh mặc dù có yêu cầu cao về độ chính xác trong chế tạo và lắp ráp, cũng như có cấu tạo phức tạp song hiện nay được dùng nhiều do có tỉ số truyền cao, kích thước nhỏ gọn và hiệu suất cao (hình 4.41).



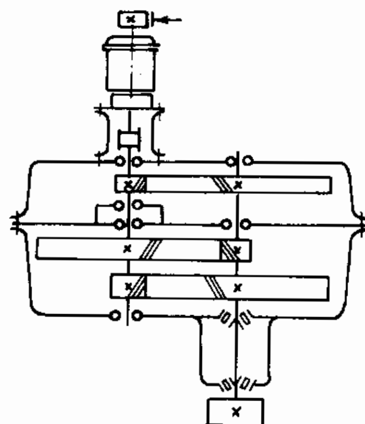
Hình 4.40: *Sơ đồ cơ cấu quay*
a) Cơ cấu quay đặt trên phần quay với hộp giảm tốc bánh vít trục vít; b) Cơ cấu quay đặt trên phần quay với hộp giảm tốc bánh răng nón; c) Cơ cấu quay đặt trên phần không quay; 1. Vành răng lớn; 2. Bánh răng dẫn; 3. Bánh vít; 4. Trục vít; 5. Khớp nối có mômen giới hạn; 6. Lò xo khớp nối; 7. Động cơ điện; 8. Phần quay của máy.

Ở một số cơ cấu quay còn dùng cả hộp giảm tốc bánh răng trụ thường (hình 4.42), hộp giảm tốc bánh răng trụ - bánh răng nón (hình 4.43). Nếu điều kiện cho phép, có thể bố trí cơ cấu quay có động cơ đặt nằm. Bố trí cơ cấu quay có động cơ đặt đứng có kết cấu gọn hơn.

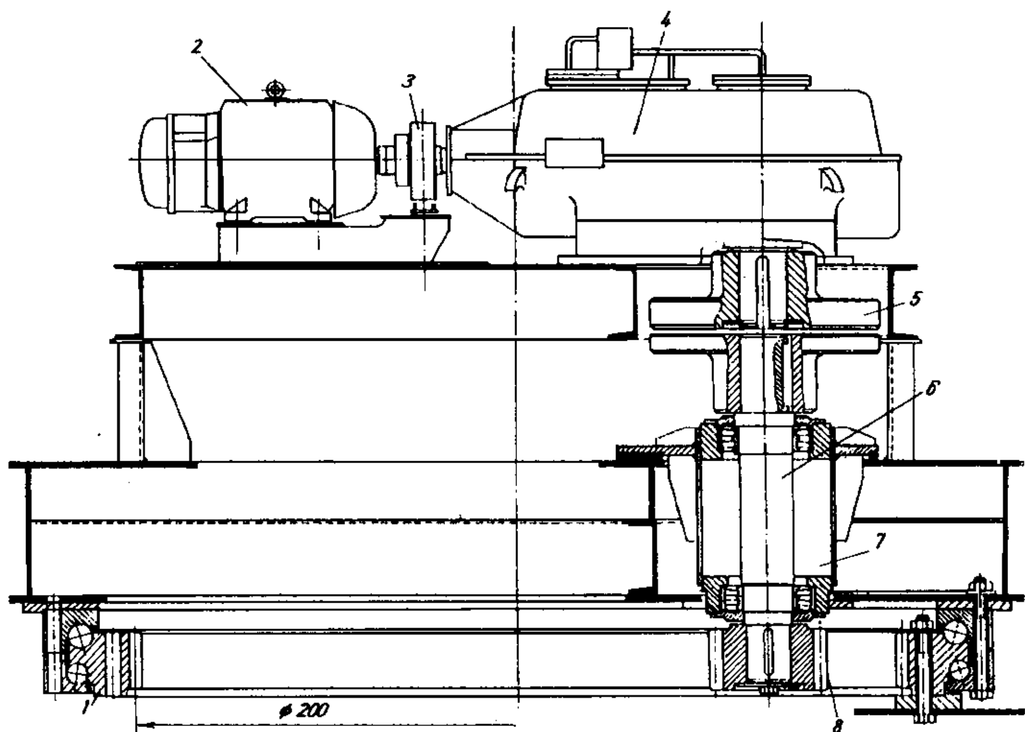
Động cơ đặt đứng được lắp trên hộp giảm tốc bằng mặt bích (hình 4.41 và hình 4.42). Để thuận tiện cho việc gá đặt và lắp ráp, trong cơ cấu quay đặt đứng, phanh cơ khí hai má có kết cấu được thay đổi đôi chút so với các phanh tiêu chuẩn thông thường.

Hình 4.41: *Cơ cấu quay với hộp giảm tốc hành tinh, động cơ đặt đứng*
a) Hình chung; b) Sơ đồ truyền động.
1, 4, 7 – Các bánh răng trung tâm; 2, 5, 8 – Các bánh răng vệ tinh;
3, 6, 9 – Các vành răng cố định; H_1; H_2; H_3 – Cần;
10 – Bánh răng dẫn trong bộ truyền cuối cùng.

Các cơ cấu có công suất lớn có thể phân thành nhiều cơ cấu dẫn động nhỏ. Mỗi cơ cấu nhỏ đó đều có một bánh răng dẫn ăn khớp chung với vành răng lớn.



Hình 4.42: *Cơ cấu quay với hộp giảm tốc bánh răng trụ thường, động cơ đặt đứng*



Hình 4.43: Cơ cấu quay với hộp giảm tốc bánh răng trụ – nón, động cơ đặt nằm
1. Thiết bị tựa quay với vành răng ăn khớp trong; 2. Động cơ điện; 3. Khớp nối vòng đàn hồi và phanh hai má kiểu điện – thủy lực; 4. Hộp giảm tốc bánh răng trụ – nón; 5. Khớp nối đĩa; 6. Trục dẫn; 7. Gối đỡ trục; 8. Bánh răng dẫn.

4.3.2. Tính toán cơ cấu quay

Phần này trình bày tính toán cơ cấu quay cho cần trục, một loại máy mà cơ cấu quay được sử dụng là phổ biến.

a) Lực và mômen ở cần và vật nâng khi cơ cấu quay làm việc

Trong thời kì chuyển động không ổn định, ở phân tố khối lượng dm của cần (tương ứng với phân tố diện tích dA_{WA}) - (hình 4.44) có các lực phân tố sau:

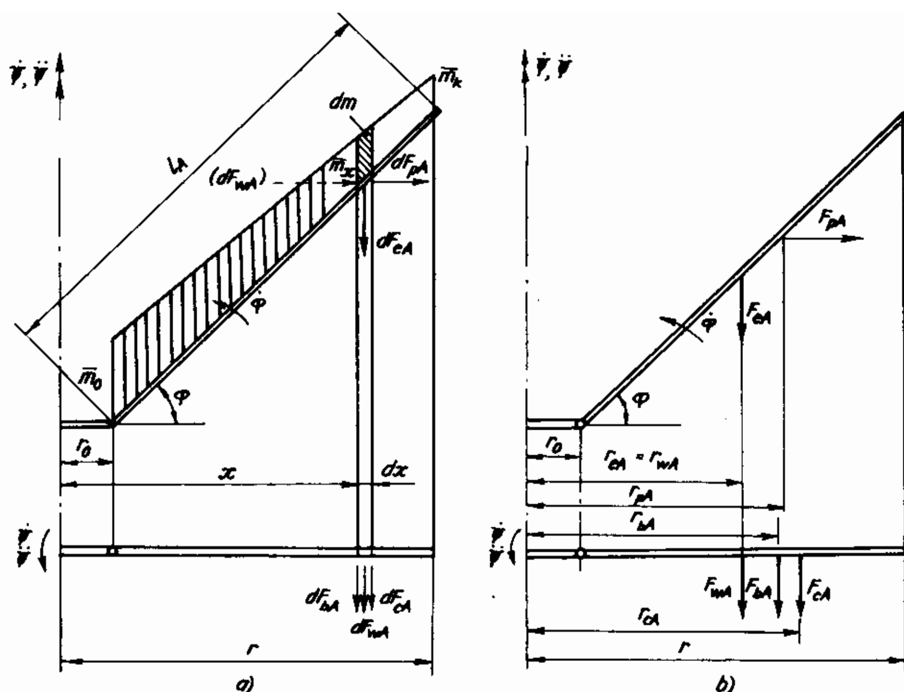
d_{eA} - trọng lực do gia tốc trọng trường gây ra;

d_{hA} - lực quán tính tiếp tuyến do gia tốc chuyển động quay khi mở máy hoặc phanh cơ cấu quay;

dF_{pA} - lực quán tính li tâm;

dF_{cA} - lực quán tính Coriolis, chỉ xuất hiện khi có chuyển động nâng hạ cần xảy ra đồng thời với chuyển động quay quanh trục đứng;

dF_{wA} - lực gió. Lực gió dF_{wA} được lấy theo hai trường hợp: gió nằm trong mặt phẳng đứng chứa cần, hoặc gió nằm trong mặt phẳng ngang chứa cần.



Hình 4.44: Lực tác dụng lên cần khi quay quanh trục đứng
a) Các lực phân tố; b) Lực và bán kính quy đổi

Tương tự như ở cơ cấu nâng cần, khối lượng phân bố của cần có dạng hình thang với hệ số $\gamma = \overline{m}_K/\overline{m}_o$ và $\overline{\gamma} = A_{wK}/A_{wo}$.

Để tiện trong tính toán, các mômen đối với trục quay trong các mặt phẳng của các lực thành phần, tác dụng lên cần và vật nâng khi cơ cấu quay làm việc, được quy đổi về các lực tập trung và ứng với nó là các bán kính quy đổi r (hình 4.44b).

- Trọng lượng bản thân cần:

Trọng lượng cần $F_{eA} = m_A.g$ và khối lượng chung là m_A. Bán kính trọng tâm cần sẽ là:

$$r_{eA} = \frac{1}{m_A}\int_{r_o}^{r} x\,.\,dm = \frac{1}{m_A}\int_{r_o}^{r} x\,.\,\overline{m}_x.dx\ ;$$

$$r_{eA} = \frac{2}{(1+\gamma)\,(r-r_o)^2}\int_{r_o}^{r} x[r - x + \gamma\,(x - r_o)]\,dx\ ;$$

$$= \frac{1}{3(1+\gamma)}\,[r + 2r_o + \gamma(2r + r_o)]\ . \qquad (4.50)$$

- Lực quán tính tiếp tuyến khi mở máy hoặc phanh cơ cấu quay với gia tốc $\ddot{\psi}$:

Phương trình mômen quán tính:

$$M_{bA} = \ddot{\psi}.J_{A\psi}\ ;$$

với mômen quán tính khối lượng của cần đối với trục quay:

$$J_{A\psi} = \int_{r_o}^{r} x^2 . dm = \int_{r_o}^{r} x^2.\overline{m}_x.dx = \frac{2m_A}{(1+\gamma)(r-r_o)^2}\int_{r_o}^{r} x^2[r - x + \gamma(x - r_o)]\, dx$$

$$= \frac{m_A}{6(1+\gamma)}[r^2 + 2r.r_o + 3r_o^2 + \gamma(3r^2 + 2r.r_o + r_o^2)] \quad (4.51)$$

Tích phân phân tố lực dF_{bA} theo chiều dài cần sẽ được lực quán tính tiếp tuyến:

$$F_{bA} = \int_{r_o}^{r} dF_{bA} = \ddot{\psi}\int_{r_o}^{r} x.dm = \ddot{\psi}\int_{r_o}^{r} x.\overline{m}_x.dx$$

$$= \frac{2.m_A.\ddot{\psi}}{(1+\gamma)(r-r_o)^2}\int_{r_o}^{r} x[r - x + \gamma(x - r_o)]\, dx$$

$$= \frac{m_A.\ddot{\psi}}{3(1+\gamma)}[r + 2r_o + \gamma(2r + r_o)]. \quad (4.52)$$

Chú ý rằng $M_{bA} = F_{bA}.r_{bA}$ và từ (11.12), (11.13) rút ra:

$$r_{bA} = \frac{M_{bA}}{F_{bA}} = \frac{1}{2}\,\frac{r^2 + 2rr_o + 3r_o^2 + \gamma(3r^2 + 2rr_o + r_o^2)}{r + 2r_o + \gamma(2r + r_o)} \quad (4.53)$$

- Lực quán tính li tâm: Mômen của lực quán tính li tâm F_{pA} đối với chốt chân cần có thể lấy theo (4.80) và khi này không kể đến lực quán tính li tâm do khối lượng vật nâng gây ra:

$$M_{pA} = \frac{m_A . \dot{\psi}^2\, tg\varphi}{6(1+\gamma)}(r - r_o)[r + r_o + \gamma(3r + r_o)].$$

Lực quán tính li tâm do khối lượng cần gây ra là:

$$F_{pA} = \int_{r_o}^{r} dF_{pA} = \dot{\psi}^2\int_{r_o}^{r} x.dm = \dot{\psi}^2\int_{r_o}^{r} x.\overline{m}_x.dx$$

$$= \frac{m_A . \dot{\psi}^2}{3(1+\gamma)}[r + 2r_o + \gamma(2r + r_o)]. \quad (4.54)$$

Mặt khác có:

$$(r_{pA} - r_o)\, tg\varphi = \frac{M_{pA}}{F_{pA}}$$

Cuối cùng, bánh kính quy đổi sẽ là:

$$r_{pA} = \frac{M_{pA}}{F_{pA}.tg\varphi} + r_o = \frac{1}{2} \cdot \frac{r^2 + r.r_o + r_o^2 + 3\gamma.r^2}{r + 2.r_o + \gamma(2r + r_o)} \quad (4.55)$$

- Lực quán tính Coriolis:

Khi một khối lượng tham gia đồng thời hai chuyển động hướng kính sẽ xuất hiện gia tốc Coriolis. Cơ cấu quay và cơ cấu nâng hạ cần cùng làm việc đồng thời, các tốc độ góc sẽ tạo ra lực Coriolis, (hình 4.45a):

$$dF_{cA} = 2.\dot{\psi}.\dot{\varphi}.tg\varphi.(x - r_o).\overline{m}_x.dx$$

Mômen đối với trục quay:

$$M_{cA} = \int_{r_o}^{r} x \,.\, dF_{cA} = 2.\dot{\psi}.\dot{\varphi}.tg\varphi.\frac{2m_A}{(1+\gamma)\,(r - r_o)^2} \,.\int_{r_o}^{r} x(x - r_o)[r - x + \gamma(x - r_o)]\, dx$$

$$= \frac{m_A \,.\, \dot{\psi}.\dot{\varphi}.tg\varphi.(r - r_o)}{3\,(1+\gamma)} \,.\, [r + r_o + \gamma(3r + r_o)] \quad (4.56)$$

Lực tập trung

$$F_{cA} = \int_{r_o}^{r} dF_{cA} = 2.\dot{\psi}.\dot{\varphi}.tg\varphi \,.\, \frac{2m_A}{(1+\gamma)\,(r - r_o)^2} \,.\int_{r_o}^{r} (x - r_o)^2\, [r - x + \gamma\,(x - r_o)]\, dx$$

$$= \frac{2}{3}\, m_A.\dot{\psi}.\dot{\varphi}.tg\varphi(r - r_o) \,.\, \frac{1+2\gamma}{1+\gamma} \quad (4.57)$$

Bán kính quy đổi:

$$r_{cA} = \frac{M_{cA}}{F_{cA}} = \frac{1}{2\,(1+2\gamma)} \,.\, [r + r_o + \gamma\,(3r + r_o)] \quad (4.58)$$

- Lực gió: Với giả thiết là diện tích chắn gió của cần cũng có dạng phân bố hình thang như phân bố khối lượng, kể cả ở 2 mặt phẳng, theo hai phương tác dụng của gió (hình 4.45b).

Mômen của lực gió đối với trục quay của máy sẽ là:

$$M_{wA} = \int_{r_o}^{r} x dF_{wA} = \int_{r_o}^{r} x \,.\, \overline{A}_{wx}.q.\cos\psi.dx = \frac{2A_{wA}.q.\cos\psi}{(1+\overline{\gamma})\,(r - r_o)^2} \int_{r_o}^{r} x[r - x + \overline{\gamma}(x - r_o)]dx$$

$$= \frac{A_{wA} \,.\, q \,.\, \cos\psi}{3\,(1+\overline{\gamma})}\, [r + 2r_o + \overline{\gamma}(2r + r_o)] \;; \quad (4.59)$$

Lực gió sẽ là:

$$F_{wA} = A_{wA}.q.\cos\psi \;; \quad (4.60)$$

Trong đó:

A_{wA} - diện tích chắn gió của cần;

q - áp lực gió tính toán;

$\overline{A}_{wx}$, $\overline{A}_{wK}$, $\overline{A}_{wo}$, $\overline{\gamma}$ - tham khảo §4.4, trong đó $\overline{\gamma} = \dfrac{\overline{A}_{wK}}{\overline{A}_{wo}}$ là tỉ số diện tích, so sánh giữa đỉnh cần và chân cần.

Bán kính quy đổi sẽ là:

$$r_{wA} = \frac{M_{wA}}{F_{wA}} = \frac{1}{3\,(1+\overline{\gamma})}\,[r + 2r_o + \overline{\gamma}(2r + r_o)] \qquad (4.61)$$

- Các lực tác dụng lên vật nâng trong quá trình cơ cấu quay làm việc được mô tả ở hình 4.45c. Các lực đó được dịch chuyển về đầu cần. Bỏ qua sự xê dịch của tầm với Δr, do góc nghiêng của cáp gây ra, khi tính toán các tải trọng quán tính F_b, F_c và F_p. Coi vật nâng có khối lượng tập trung tại một điểm.

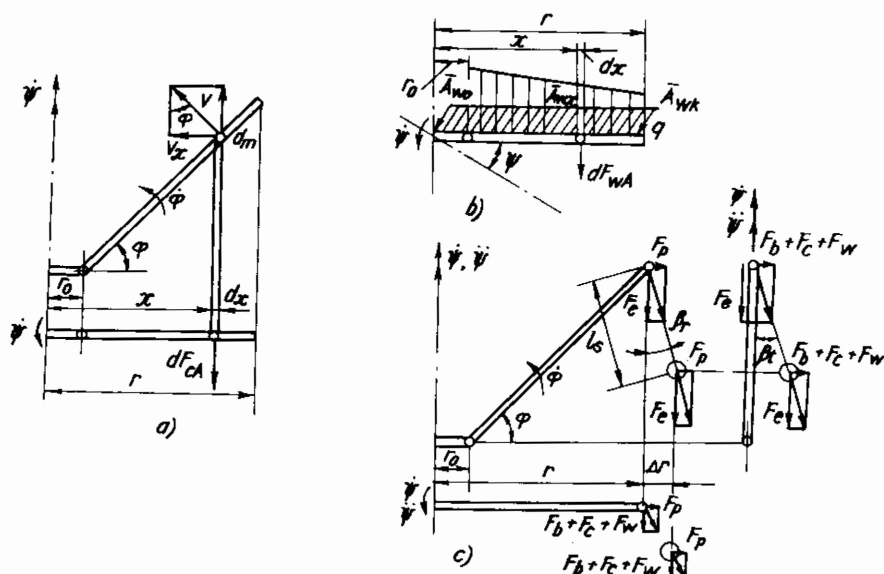
Với các giả thiết trên, bỏ qua lực gió và lực quán tính Coriolis, ta có thể xác định được góc lệch cáp:

$$tg\beta_r = \frac{F_p}{F_e} = \frac{r.\dot{\psi}^2}{g}, \qquad tg\beta_t = \frac{F_b}{F_e} = \frac{r.\ddot{\psi}}{g};$$

và trị số xê dịch tầm với:

$$\Delta r = l_s.\sin\beta_r \approx l_s.tg\beta_r = l_s.\frac{r.\dot{\psi}^2}{g} \qquad (4.62)$$

Các lực tính toán tập trung tác dụng lên cần và vật nâng, khi cơ cấu quay làm việc, và bán kính quy đổi tương ứng được dẫn ra ở bảng 4.6.



Hình 4.45: Sơ đồ lực tác dụng lên cần khi cơ cấu quay làm việc
a) Các tốc độ ở cần; b) Lực gió phân tố trên cần; c) Lực tác dụng lên vật nâng.

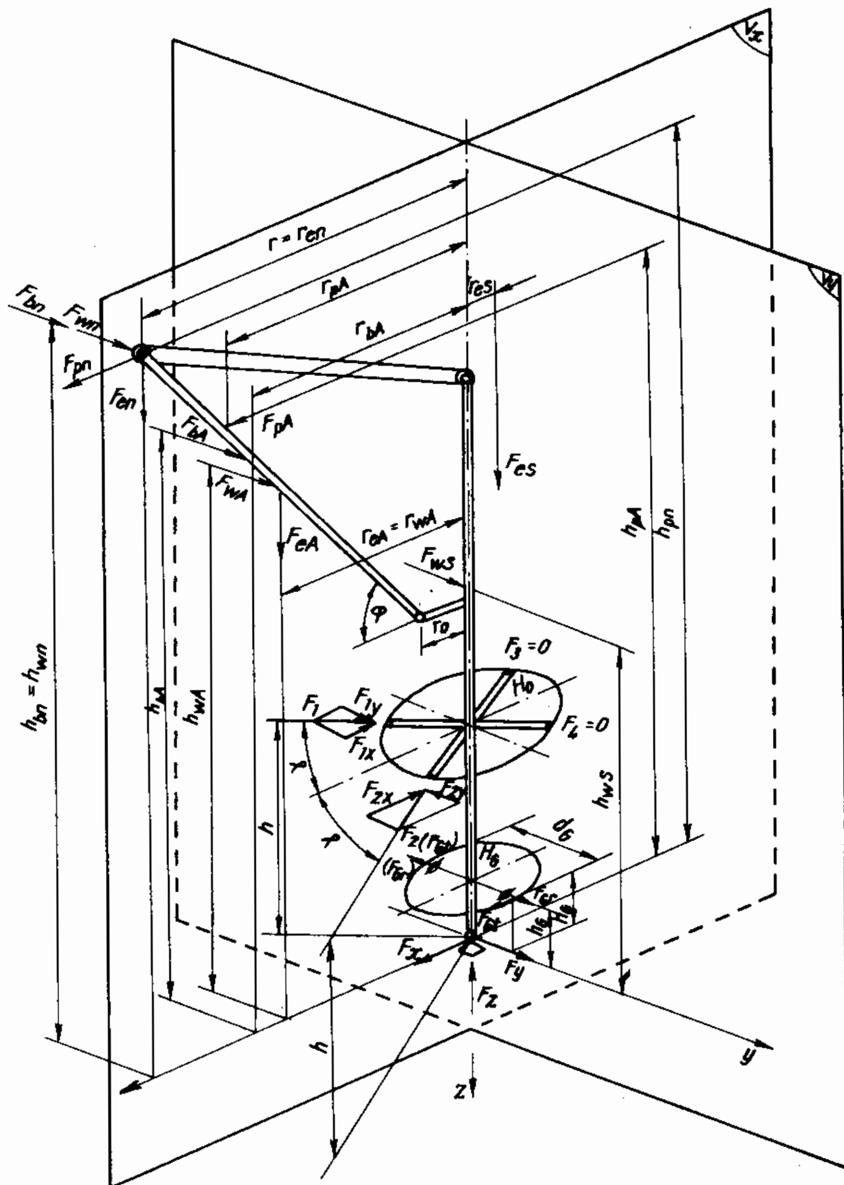
Bảng 4.6. Các lực tính toán tập trung tác dụng lên cần và vật nâng khi cơ cấu quay làm việc

Các loại lực	Kí hiệu i	Cần với khối lượng phân bố đều - r_i	F_i	Cần với khối lượng phân bố hình thang - r_i	F_i	Vật nâng ($r_i = r$) F_i
Trọng lực	e	$\frac{1}{2}(r + r_o)$	$m_A \cdot g$	$\frac{1}{3(1+\gamma)}[r + 2r_o + \gamma(2r + r_o)]$	$m_A \cdot g$	$m_Q \cdot g$
Quán tính tiếp tuyến	b	$\frac{2}{3}\frac{r^2 + rr_o + r_o^2}{r + r_o}$	$\frac{m_A \cdot \ddot{\psi}}{2}(r + r_o)$	$\frac{r^2 + 2rr_o + 3r_o^2 + \gamma(3r^2 + 2rr_o + r_o^2)}{2[r + 2r_o + \gamma(2r + r_o)]}$	$\frac{m_A \cdot \ddot{\psi}[r + 2r_o + \gamma(2r + r_o)]}{3(1+\gamma)}$	$m_Q \cdot r\,\ddot{\psi}$
Quán tính li tâm	p	$\frac{4r^2 + rr_o + r_o^2}{6(r + r_o)}$	$\frac{m_A \cdot \dot{\psi}^2}{2}(r + r_o)$	$\frac{1}{2}\frac{r^2 + rr_o + r_o^2 + 3\gamma r^2}{r + 2r_o + \gamma(2r + r_o)}$	$\frac{m_A \cdot \dot{\psi}^2[r + 2r_o + \gamma(2r + r_o)]}{3(1+\gamma)}$	$m_Q . r . \dot{\psi}^2$
Quán tính Coriolis	c	$\frac{2r + r_o}{3}$	$m_A \cdot \dot{\psi}\dot{\varphi} tg\varphi(r - r_o)$ $= m_A \dot{\psi}\dot{\varphi} l_A \sin\varphi$	$\frac{1}{2(1+2\gamma)}[r + r_o + \gamma(3r + r_o)]$	$\frac{2}{3} m_A \dot{\psi}\dot{\varphi} tg\varphi(r - r_o)\frac{1+2\gamma}{1+\gamma}$ $= \frac{2}{3} m_A \dot{\psi}\dot{\varphi}\sin\varphi\frac{1+2\gamma}{1+\gamma}$	$2m_Q \cdot \dot{\psi}\dot{\varphi}$ $\times tg\varphi(r - r_o)$ $= 2m_Q \cdot \dot{\psi}\dot{\varphi} l_A \sin\varphi$
Lực gió	w	$\frac{1}{2}(r + r_o)$	$A_{wA} . q . \cos\psi$	$\frac{1}{3(1+\bar{\gamma})}[r + 2r_o + \bar{\gamma}(2r + r_o)]$	$A_{wA} . q . \cos\psi$	$A_Q q \cos\psi$

b) Tải trọng tác dụng lên thiết bị tựa quay

Khi tính toán TBTQ, cần phải biết các tải trọng thẳng đứng, tải trọng nằm ngang và mômen tác dụng lên phần quay của máy. Để dễ hiểu, hình 4.46 đưa ra một ví dụ về sơ đồ lực tác dụng lên thiết bị tựa quay kiểu cột của một cần trục cảng.

Các tải trọng tác dụng lên phần quay được mô tả trong không gian với các mặt phẳng toạ độ là V_x, V_y. Bỏ qua các tải trọng từ lực quán tính li tâm, quán tính tiếp tuyến và quán tính Coriolis do khối lượng cột gây ra khi quay. Các lực ma sát, góc nghiêng của cột do nền và dao động lắc của cáp nâng vật cũng không được kể đến. Trong mặt phẳng ngang có kể đến lực vòng ăn khớp của bánh răng với vành răng F_{Gt}.



Hình 4.46: *Sơ đồ lực tác dụng lên TBTQ kiểu cột*

$$F_{Gt} = \frac{M_m.i_o.\eta_o}{d_G}\ ;\ F_{Gr} = F_{Gt}.tg\alpha_o; \tag{4.63}$$

Trong đó:

M_m - mômen mở máy của động cơ cơ cấu quay;

i_o, η_o - tỉ số truyền và hiệu suất truyền động chung cơ cấu quay;

d_G - đường kính vòng chia vành răng lớn;

α_o - góc ăn khớp của bánh răng.

Khi cơ cấu được dẫn động bởi nhiều động cơ riêng biệt (trong ví dụ này là 2 động cơ), lực vòng F_G được phân đều cho từng cụm dẫn động.

Điểm đặt lực tác dụng lên cần và trị số của các lực được lấy theo bảng 4.6.

Tổng mômen đối với các trục sẽ là:

$$M_x = \Sigma F_{bi}.h_{bi} + \Sigma F_{wj}.h_{wj} \pm F_{Gr}.h_G\ ;$$
$$M_y = \Sigma F_{eK}.r_{ek} + \Sigma F_{pl}.h_{pl} \pm F_{Gt}.h_G\ . \tag{4.64}$$

Lực thẳng đứng tác dụng lên gối tựa dưới:

$$F_{uv} = F_Z = \sum_k F_{ek} \tag{4.65}$$

Áp lực lên các con lăn của vòng tựa phía trên được rút ra từ các phương trình cân bằng

$$h(F_2 - F_1)\sin\gamma = M_x,\ h(F_2 + F_1)\cos\gamma = M_y\ ;$$

sẽ là:

$$F_1 = \frac{1}{2h}\left(\frac{M_y}{\cos\gamma} - \frac{M_x}{\sin\gamma}\right)\ ; \tag{4.66}$$

$$F_2 = \frac{1}{2h}\left(\frac{M_y}{\cos\gamma} + \frac{M_x}{\sin\gamma}\right)\ .$$

Lực ngang tác dụng vào gối tựa dưới:

$$F_{uh} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2},\ \text{với :}$$

$$F_x = \frac{1}{h}\left[\sum_k F_{ek}\,.\,r_{ek} + \sum_l F_{pl}.(h_{pl} - h) \pm F_{Gr}(h_G - h)\right]\ ;$$

$$F_y = \frac{1}{h}\left[\sum_i F_{bi}\,.\,(h_{bi} - h) + \sum_j F_{wj}.(h_{wj} - h) \pm F_{Gr}.(h_G - h)\right]\ . \tag{4.67}$$

Khi tính toán, cần chú ý chọn vị trí của cần (góc nghiêng cần φ) là bất lợi nhất đối với từng bài toán cụ thể.

c) Chọn động cơ và phanh cơ cấu quay

Trong thời kì chuyển động không ổn định của cơ cấu quay, mômen cản động lớn hơn mômen cản tĩnh rất nhiều (có thể từ 3 đến 10 lần), thời gian mở máy khá kéo dài, tỉ lệ góc quay khởi động so với góc quay làm việc trung bình thường là cao, do đó động

cơ phải làm việc ở chế độ mở máy nhiều thời gian. Cũng giống như cơ cấu di chuyển, công suất tính toán để chọn động cơ cơ cấu quay, có kể đến phần công suất để thắng mômen cản động và được tính như sau:

$$N = \frac{(M_{ms} + M_b + M_w + M_\alpha)}{9550\,(0{,}6 - 0{,}7)\,\psi_{max}\eta_o} \cdot n_q \quad ; \qquad kW \tag{4.68}$$

Trong đó:

n_q - tốc độ quay của phần quay cần trục, v/ph;

η_o - hiệu suất truyền động chung của cơ cấu;

ψ_{max} - hệ số mômen lớn nhất của động cơ;

M - mômen cản quay, Nm.

Mômen cản ma sát trong TBTQ được xác định theo §3.4. Các thành phần mômen cản của lực quán tính M_b, mômen cản do gió M_w được xác định theo cách thức ở mục trên.

Mômen cản do góc nghiêng mặt đường M_α, được xác định từ công để nâng hoặc hạ khối lượng của phần quay m_D, đặt tại trọng tâm phần quay, khi quay quanh trục của nó một góc $d\psi$ (hình 4.47). Giả sử khối lượng m_D quay quanh trục một góc $d\psi$, quãng đường dịch chuyển tương ứng trên mặt nghiêng có góc nghiêng α sẽ là $r_D.\cos\psi.d\psi$, cũng có nghĩa là khối lượng m_D được nâng hoặc hạ một độ cao là dh. Ta có phương trình:

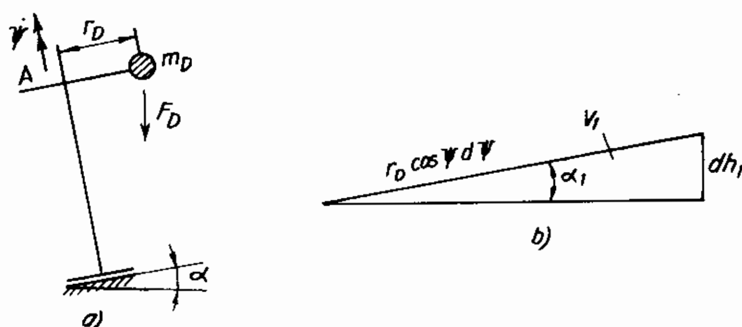
$$M_\alpha.d\psi = F_D.dh$$

Với chú ý:

$$dh = d\psi.\cos\psi.r_D.\sin\alpha$$

$$M_\alpha = F_D.r_D \sin\alpha.\cos\psi \tag{4.69}$$

Từ (4.60), (4.61) và (4.69), cho thấy mômen cản quay do gió M_w, và do dốc M_α phụ thuộc vào góc quay ψ và đạt giá trị cực đại khi $\psi = 0 + 2k.\pi$. Ở vị trí này phương của cần vuông góc với phương nghiêng của nền.



Hình 4.47: Sơ đồ tính mômen cản dốc M_α

Việc chọn động cơ được tiến hành theo các bước ở §2.2, với chú ý là: khi kiểm tra thời gian mở máy động cơ, mômen mở máy có kể thêm đến thành phần do quán tính Coriolis gây ra.

Trong thời kì phanh, các mômen quán tính làm cho hệ thống tiếp tục chuyển động, mômen ma sát cản trở chuyển động, giúp cho quá trình phanh, do đó mômen phanh cần thiết trên trục đặt phanh được tính như sau:

$$M_{ph} = \beta(-M_{ms} + M_b + M_w + M_\alpha).\frac{\eta_q}{i_q}\ ; \qquad (4.70)$$

Trong đó:

$\beta = 1,1$ - hệ số tính đến quán tính các chi tiết máy quay trong cơ cấu;

i_g, η_q - tỉ số truyền và hiệu suất truyền động từ trục quay của máy đến trục đặt phanh. Nếu phanh đặt trên trục động cơ thì có $i_q = i_o$ và $\eta_q = \eta_o$.

Giá trị của mômen do lực quán tính M_b trong các công thức (4.68) và (4.70) được tính ứng với thời gian mở máy, hoặc thời gian phanh chọn sơ bộ theo bảng 4.7.

Gia tốc góc:

$$\ddot{\psi} = \frac{d\omega}{dt} \approx \frac{\pi n_q}{30\,.\,t_{m,ph}}$$

Quá trình mở máy và phanh cơ cấu quay hoàn toàn tương tự như cơ cấu di chuyển về các phương trình chuyển động, cũng như biểu thức tính toán thời gian mở máy hay thời gian phanh. Tuy nhiên cần lưu ý là thành phần mômen động có giá trị rất lớn, do đó quá trình mở máy và phanh ở cơ cấu quay thường kéo dài hơn nhiều.

Bảng 4.7. Thời gian mở máy (thời gian phanh) cơ cấu quay

Tầm với lớn nhất L, m		5,0	7,5	10	15	20	25	30
Thời gian mở máy hoặc phanh t, s	t_{min}	1,0	1,5	2,5	4,0	6,0	8,0	10,0
	t_{max}	4,0	6,0	8,0	10,0	15,0	25,0	30,0

Trong bảng 4.7 giá trị t_{min} được tính trong trường hợp không kể đến lực gió và độ nghiêng mặt nền, còn t_{max} có kể đến lực gió và độ nghiêng mặt nền.

§4.4. CƠ CẤU NÂNG HẠ CẦN

4.4.1. Cấu tạo chung

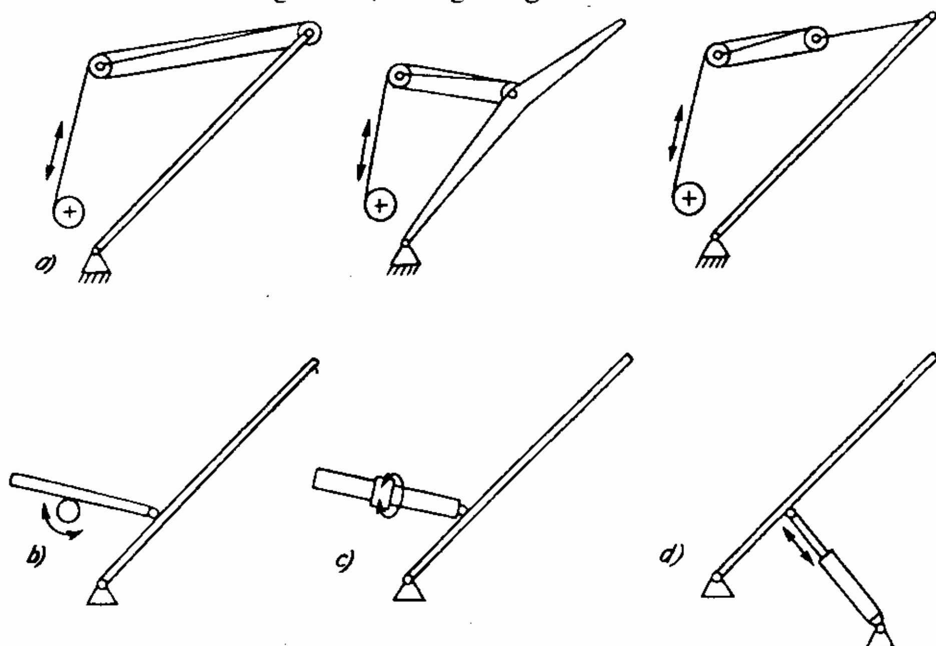
Cơ cấu nâng hạ cần dùng để thay đổi góc nghiêng của cần và nhờ đó thay đổi tầm với của cần trục, máy xúc v.v... Tầm với là khoảng cách từ trục quay của máy đến tâm móc treo hoặc gầu xúc. Khi thay đổi góc nghiêng cần, tầm với cũng thay đổi theo. Giống như cơ cấu nâng vật, khi làm việc cơ cấu nâng hạ cần chịu chủ yếu tải trọng do

trọng lượng vật nâng (gầu xúc), và trọng lượng bản thân của cần gây ra. Sự khác biệt của cơ cấu nâng hạ cần so với cơ cấu nâng vật là ngoại lực tác dụng lên thiết bị công tác (tang cuốn cáp) không phải là hằng số mà thay đổi theo góc nghiêng cần, vì vậy việc tính toán cơ cấu nâng hạ cần so với cơ cấu nâng có nhiều điểm khác biệt.

Có nhiều cách nâng hạ cần khác nhau. Hình 4.48a mô tả sơ đồ cơ cấu nâng hạ cần dùng truyền động cáp. Pa lăng cáp được nối với cần nhằm mục đích giảm lực căng cáp ở nhánh cuốn lên tang. Có thể nối trực tiếp pa lăng cáp với đầu cần, đoạn giữa cần hoặc nối với đầu cần thông qua nhánh cáp treo. Sử dụng cáp treo giảm nhỏ được chiều dài và trọng lượng của cáp nâng hạ cần. Bội suất của pa lăng cáp nâng cần được xác định sao cho có thể dùng cùng một đường kính cáp với cơ cấu nâng vật, do đó có thể dùng cùng một loại cáp, một loại puli và cùng một loại các chi tiết kẹp cáp v.v... Việc nâng hạ cần có thể thực hiện bằng các phương pháp khác, không dùng truyền động cáp, mà bằng các cơ cấu truyền động có liên kết cứng với cần.

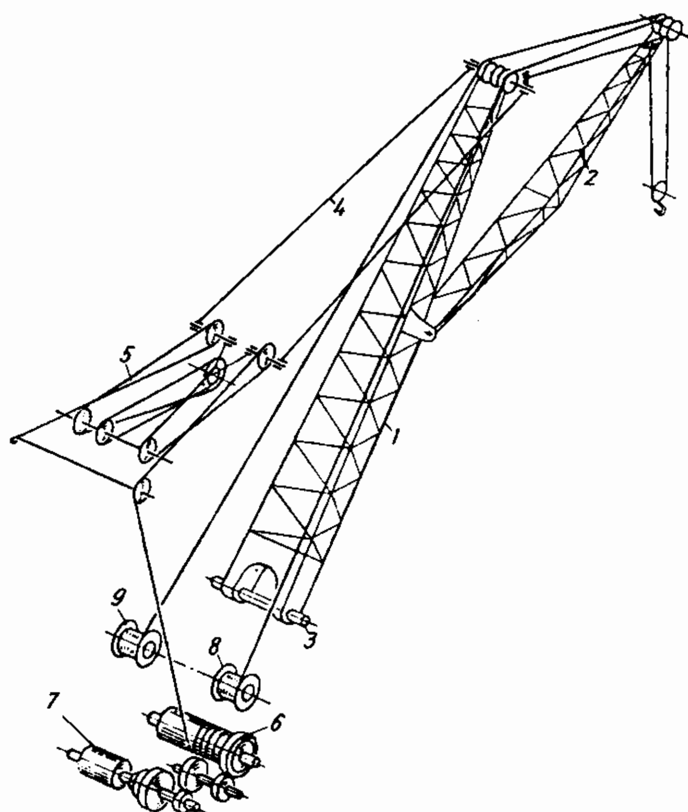
Cơ cấu bánh răng thanh răng (hình 4.48b) có cấu tạo đơn giản, trọng lượng nhỏ, rẻ tiền, nhưng khi làm việc gây ồn. Trong thực tế người ta còn sử dụng cơ cấu nâng hạ cần dùng truyền động vít đai ốc (hình 4.48c). Loại cơ cấu này được dùng nhiều ở các cần trục lớn ví dụ như: các cần trục nổi, cần trục cảng, cần trục phục vụ ở các nhà máy điện v.v...

Các cần trục ô tô, cần trục bánh lốp, các máy xúc thủy lực và các máy dùng truyền động thủy lực khác, có cơ cấu nâng hạ cần bằng các xi lanh thủy lực (hình 4.48d). Việc bố trí các xi lanh này cần đảm bảo tay đẩy của nó không bị uốn. Để tạo lực đẩy lớn, thường bố trí hai xi lanh công tác đặt song song.



Hình 4.48: *Sơ đồ nguyên lí các phương pháp nâng hạ cần*
a) Nâng hạ cần dùng truyền động cáp; b) Nâng hạ cần bằng truyền động thanh răng bánh răng; c) Nâng hạ cần bằng truyền động vít đai ốc; d) Nâng hạ cần bằng xi lanh thủy lực.

Cấu tạo chung của một cơ cấu nâng hạ cần dùng truyền động cáp trên cần trục được mô tả trên hình 4.49.



Hình 4.49: Cấu tạo chung cơ cấu nâng hạ cần

1. Cần chính; 2. Đoạn cần phụ; 3. Chốt chân cần; 4. Cáp treo cần; 5. Palăng cáp nâng hạ cần; 6. Tang cuốn cáp nâng cần; 7. Động cơ và hệ truyền động cơ cấu nâng cần; 8. Tời nâng vật; 9. Tời nâng cần phụ.

Khi tang nâng cần 6 nhả cáp, do trọng lượng bản thân cần và cả vật nâng, cần 1 sẽ quay quanh chốt chân cần theo chiều hạ, đưa đầu cần ra xa tâm máy, khi này palăng cáp nâng cần 5 dãn dài ra. Cho tang 6 cuốn cáp, palăng 5 co lại và kéo cần lên, đầu cần tiến vào gần tâm máy. Cơ cấu nâng cần phụ 2 cũng hoạt động tương tự nhờ tang 9. Tang cuốn cáp nâng cần, động cơ và hệ truyền động của nó có cấu tạo hoàn toàn giống tời nâng vật.

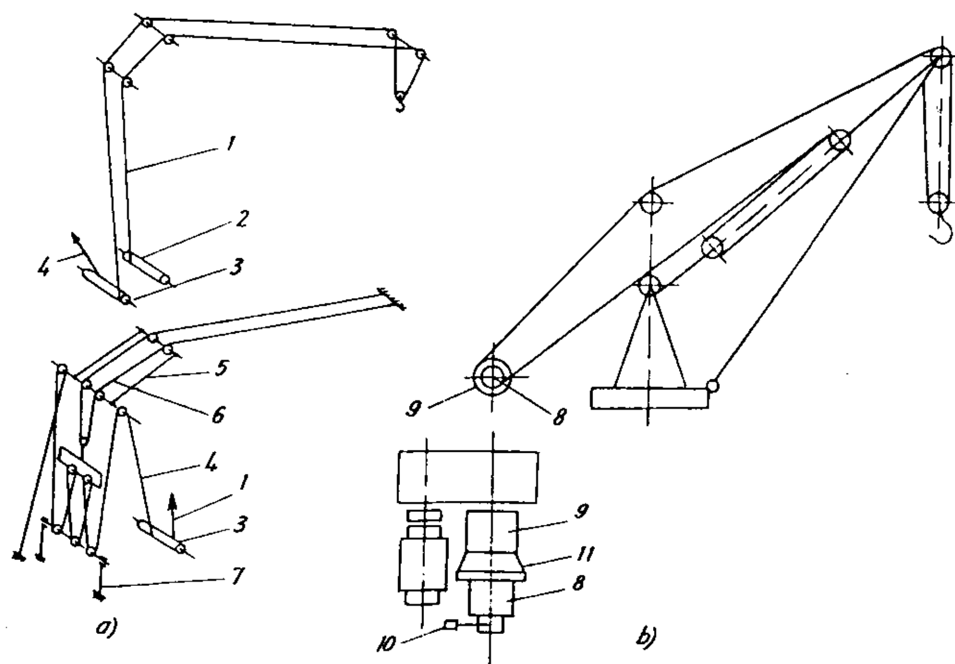
Khi thay đổi tầm với bằng cách nâng hạ cần, ngoài việc vật nâng dịch chuyển ra xa hoặc vào gần tâm quay của máy, nó còn bị dịch chuyển lên xuống ngoài ý muốn trong mặt phẳng đứng. Sự thay đổi độ cao của vật nâng trong quá trình thay đổi tầm với làm cho động cơ dẫn động cơ cấu làm việc không ổn định do công suất cản thay đổi, gây khó khăn cho người điều khiển máy, đặc biệt khi tiến hành các công việc lắp đặt bằng cần trục.

Có nhiều phương pháp khắc phục nhược điểm trên nhằm đảm bảo dịch chuyển ngang vật nâng trong quá trình nâng hạ cần. Phương pháp thường dùng ở các cần trục tháp là liên kết palăng nâng cần với palăng nâng vật hoặc liên kết tời nâng cần với tời nâng vật. Trên sơ đồ liên kết hai palăng cáp (hình 4.50), cáp nâng vật 1 một đầu được cuốn vào tang nâng vật 2, còn đầu kia bình thường được cố định vào cần thì ở đây lại được

cuốn vào tang nâng cần 3 theo chiều ngược với nhánh cáp nâng cần. Đầu cần được nâng lên, nhưng dây treo vật dài ra, bù lại độ cao thêm ra của đầu cần. Kết quả là vật nâng vẫn ở độ cao gần như không đổi. Bằng cách tính toán hợp lí phối hợp bội suất hai palăng, đường kính và biên dạng thích hợp của tang nâng cần, có thể đảm bảo vật nâng dịch chuyển ngang khi nâng hạ cần.

Ở cơ cấu liên kết hai tời nâng (hình 4.50b), tang nâng cần 8 được dẫn động từ tang nâng vật 9 thông qua li hợp ma sát 11, điều khiển bằng nam châm điện 10. Chiều cuốn lên tang của dây cáp ở hai tời ngược nhau, nên khi tang 8 quay, nâng đầu cần lên, tang 9 quay cùng chiều và nhả cáp ra, hạ móc xuống.

Ở các cần trục chân đế, cần trục nổi, do có chiều dài tay cần và sức nâng lớn nên việc khắc phục sự thay đổi độ cao vật nâng ngoài ý muốn khi nâng hạ cần là rất cần thiết. Phương pháp đảm bảo dịch chuyển ngang vật nâng cũng như cân bằng trọng lượng dàn cần khi nâng hạ cần ở các cần trục này có thể tham khảo ở §20.1-[1].



Hình 4.50: *Sơ đồ các cơ cấu liên kết palăng (a) và liên kết tời (b).*
1. Cáp nâng vật; 2. Tời nâng vật; 3. Tời nâng cần; 4. Cáp nâng cần;
5. Cáp giằng; 6. Cáp treo cần (cáp neo); 7. Cáp neo; 8. Tang nâng cần;
9. Tang nâng vật; 10. Nam châm điện; 11. Li hợp ma sát.

4.4.2. Tính toán cơ cấu nâng hạ cần

a) Mômen cản tại chốt chân cần khi nâng hạ cần

Trong thời kì mở máy, tất cả các mômen của lực tác dụng lên cần quy về chốt chân cần được xác định như sau:

$$M_A = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5 \tag{4.71}$$

Trong đó:

M_1 - mômen do trọng lượng bản thân của vật nâng và cần gây ra đối với chốt chân cần;

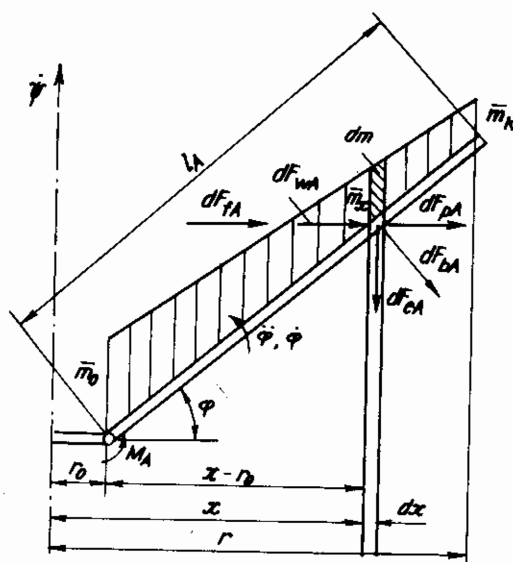
M_2 - mômen do lực quán tính của khối lượng vật nâng và cần khi mở máy cơ cấu nâng hạ cần;

M_3 - mômen do lực cản gió tác dụng lên vật nâng và cần;

M_4 - mômen do lực quán tính của các khối lượng vật nâng và cần khi mở máy hoặc phanh cơ cấu di chuyển;

M_5 - mômen do lực quán tính li tâm của khối lượng vật nâng và cần, khi cơ cấu quay làm việc đồng thời với cơ cấu nâng hạ cần.

Bài toán được xét trong thời kì mở máy cơ cấu nâng hạ cần, đồng thời có cơ cấu quay đang làm việc, cũng như đang mở máy hoặc phanh cơ cấu di chuyển. Giả thiết khối lượng của cần phân bố theo chiều dài có dạng hình thang như hình 4.51, $\overline{m}_k$ và $\overline{m}_o$ là khối lương phân bố theo chiều dài của cần ở đỉnh cần và chân cần.



Hình 4.51: Các lực phân tố tác dụng lên cần

Sự thay đổi khối lượng phân bố của cần được đánh giá bằng hệ số:

$$\gamma = \frac{\overline{m}_K}{\overline{m}_o} \tag{4.72}$$

Cả hai đại lượng $\overline{m}_K$ và $\overline{m}_o$ phụ thuộc vào tầm với r. Khối lượng chung của cần sẽ là:

$$m_A = \overline{m}_o.(r - r_o) - \frac{\overline{m}_o}{2}(1 - \gamma)(r - r_o) = \frac{\overline{m}_o}{2}(1 + \gamma)(r - r_o) \tag{4.73}$$

Từ (4.73) suy ra:

$$\overline{m}_o = \frac{m_A}{(1 + \gamma)(r - r_o)} \tag{4.74}$$

Khối lượng phân bố trên phân tố chiều dài cần, chiếu trên mặt phẳng ngang dx là:

$$\overline{m}_x = 2.m_A \cdot \frac{r - x + \gamma(x - r_o)}{(1 + \gamma)(r - r_o)^2}; \tag{4.75}$$

Trong đó: $\overline{m}_x$ là một hàm của r và x.

- Xác định mômen M_1.

Khối lượng của phân tố chiều dài cần theo phương ngang dx là:

$$dm = \overline{m}_x . dx ;$$

Từ đó có : $dF_{eA} = g.dm = g. \overline{m}_x.dx$.

Coi khối lượng vật nâng m_Q tập trung tại đầu cần.

Lấy mô men đối với chốt chân cần có:

$$M_1 = m_Q.g.(r - r_o) + \int_{r_o}^{r} (x - r_o).dF_{eA}$$

$$= m_Q.g.(r - r_o) + \frac{2.m_A.g}{(1+\gamma)(r - r_o)^2} \int_{r_o}^{r} (x - r_o)[r - x + \gamma(x - r_o)].dx$$

$$= m_Q.g.(r - r_o) + \frac{m_A.g}{3} \cdot \frac{1 + 2\gamma}{1+\gamma}.(r - r_o) \tag{4.76}$$

- Xác định mômen M_2:

Với $dF_{bA} = \ddot{\varphi}\frac{x - r_o}{\cos\varphi} \cdot dm$

ta có: $$M_2 = m_Q.\ddot{\varphi}.l_A^2 + \int_{r_o}^{r} \frac{x - r_o}{\cos\varphi} \cdot dF_{bA}$$

$$= m_Q.\ddot{\varphi}.l_A^2 + \frac{2.m_A.\ddot{\varphi}}{(1+\gamma)(r - r_o)^2.\cos^2\varphi} \cdot \int_{r_o}^{r} (x - r_o)^2 [r - x + \gamma(x - r_o)] dx$$

$$= m_Q.\ddot{\varphi}.l_A^2 + \frac{m_A.\ddot{\varphi}}{6.\cos^2\varphi} \cdot \frac{1 + 3\gamma}{1+\gamma}(r - r_o)^2 \tag{4.77}$$

- Xác định mômen M_3:

Giả thiết sự thay đổi diện tích chắn gió của cần tương tự như phân bố khối lượng, diện tích chắn gió phân theo chiều dài cần ở vị trí tương ứng với x sẽ là (tương tự 4.75):

$$\overline{A}_x = 2.A \cdot \frac{r - x + \overline{\gamma}(x - r_o)}{(1 + \overline{\gamma})(r - r_o)^2} \text{ và}$$

$$dF_{wA} = dA.q.\sin\varphi = \overline{A}_x.q.\sin\varphi.dx;$$

Trong đó:

A - tổng diện tích bề mặt chịu lực gió của cần;

q- áp lực gió tính toán;

$\bar{\gamma} = \dfrac{\bar{A}_K}{\bar{A}_o}$ - tỉ số diện tích, so sánh giữa đỉnh cần và chân cần.

Mômen do gió gây ra đối với chốt chân cần sẽ là:

$$M_3 = A_Q.q.tg\varphi.(r - r_o) + \int_{r_o}^{r} (x - r_o)\, tg\varphi.dF_{wA} ;$$

$$= A_Q.q.tg\varphi.(r - r_o) + \frac{2A.q.tg\varphi.\sin\varphi}{(1 + \bar{\gamma})\,(r - r_o)^2} . \int_{r_o}^{r} (x - r_o)\,[r - x + \bar{\gamma}(x - r_o)]\, dx ;$$

$$= A_Q.q.l_A.\sin\varphi + \frac{A.q\,.\,tg\varphi.\sin\varphi}{3} . \frac{1 + 2\bar{\gamma}}{1 + \bar{\gamma}}\,(r - r_o) . \qquad (4.78)$$

Với A_Q là diện tích chắn gió của vật nâng.

- Xác định mômen M_4:

Trong mặt phẳng đứng chứa cần, gia tốc của cơ cấu di chuyển khi mở máy hoặc phanh a_f sẽ gây ra lực phân tố ở khối lượng dm.

$$dF_{fA} = a_f.dm$$

Mômen do lực quán tính các khối lượng vật nâng và cần gây ra đối với chốt chân cần.

$$M_4 = m_Q.a_f.tg\varphi(r - r_o) + \int_{r_o}^{r} (x - r_o)\, tg\varphi.dF_{fA} ;$$

$$= m_Q.a_f.tg\varphi(r - r_o) + \frac{2.m_A.a_f.tg\varphi}{(1 + \gamma)\,(r - r_o)^2} \cdot \int_{r_o}^{r} (x - r_o)\,[r - x + \gamma(x - r_o)]\, dx$$

$$= m_Q.a_f.l_A.\sin\varphi + \frac{m_A.a_f.tg\varphi}{3} \cdot \frac{1 + 2\gamma}{1 + \gamma}\,(r - r_o) . \qquad (4.79)$$

- Xác định mômen M_5:

Nếu chuyển động nâng hạ cần xảy ra đồng thời với chuyển động quay quanh trục thẳng đứng của máy với tốc độ góc $\dot{\psi}$, thì lực quán tính li tâm của khối lượng phân tố dm là:

$$dF_{pA} = x.\dot{\psi}^2.dm$$

và mômen của lực quán tính li tâm các khối lượng vật nâng và cần đối với chốt chân cần:

$$M_5 = m_Q.\dot{\psi}^2.tg\varphi(r - r_o) + \int_{r_o}^{r}(x - r_o).tg\varphi.dF_{pA}$$

$$= m_Q.\dot{\psi}^2 tg\varphi(r - r_o) + \frac{2.m_A\dot{\psi}^2.tg\varphi}{(1+\gamma)(r - r_o)^2}\cdot\int_{r_o}^{r} x(x - r_o)[r - x + \gamma(x - r_o)]\,dx$$

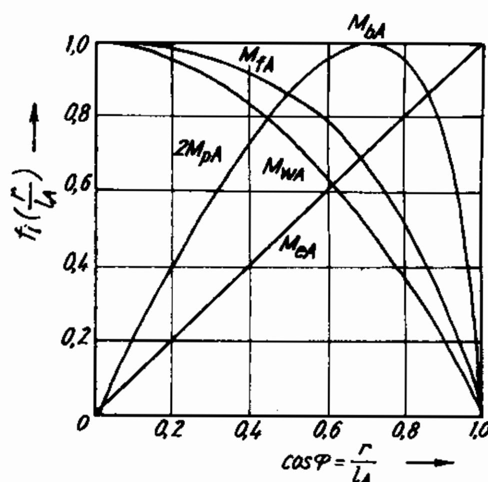
$$= m_Q.\dot{\psi}^2.tg\varphi(r - r_o) + \frac{m_A.\dot{\psi}^2.tg\varphi}{6(1+\gamma)}(r - r_o)[r + r_o + \gamma(3r + r_o)] \quad (4.80)$$

Bảng 4.8 thống kê lại các công thức xác định mômen đối với chốt chân cần đã tính ở trên. Với khối lượng của cần, phân bố đều, ta có $\gamma = 1$ và $\overline{m}_x = m/(r - r_o)$ sẽ là hằng số. Để dễ dàng mô tả bằng đồ thị sự thay đổi giá trị của các mômen khi tầm với r thay đổi, coi cần có khối lượng phân bố đều và cho $r_o = 0$.

$$M'_i = C_i . f_i\left(\frac{r}{l_A}\right); \quad (4.81)$$

Trong đó: M'_i- mômen đối với chốt chân cần do khối lượng cần gây ra.

Bảng 4.9 cho giá trị của C_i và f_i tương ứng với các mômen $M'_1 - M'_5$ và hình 4.52 là đường biểu diễn của hàm $f_i\left(\frac{r}{l_A}\right)$



Hình 4.52: Sự phụ thuộc của các mômen vào tầm với

Bảng 4.8. Công thức xác định mômen trên cơ cấu thay đổi tầm với

Mômen	Khi cần có khối lượng phân bố đều	Khi cần có khối lượng phân bố dạng hình thang	Do khối lượng vật nâng
M_1	$\frac{m_A.g}{2}(r - r_o)$	$\frac{m_A g}{3}\cdot\frac{1+2\gamma}{1+\gamma}(r - r_o)$	$m_Q.g(r - r_o)$
M_2	$\frac{m_A\ddot{\varphi}}{3.\cos^2\varphi}(r - r_o)^2 = \frac{m_A\ddot{\varphi}.l_A^2}{3}$	$\frac{m_A\ddot{\varphi}}{6.\cos^2\varphi}\cdot\frac{1+3\gamma}{1+\gamma}(r - r_o)^2 = \frac{m_A\ddot{\varphi}l_A^2}{6}\cdot\frac{1+3\gamma}{1+\gamma}$	$\frac{m_Q.\ddot{\varphi}}{\cos^2\varphi}(r - r_o)^2 = m_Q.\ddot{\varphi}\,l_A^2$
M_3	$\frac{A.q.tg\varphi.\sin\varphi}{2}(r - r_o) = \frac{1}{2}A.q.l_A\sin^2\varphi$	$\frac{A.q.tg\varphi.\sin\varphi}{3}\cdot\frac{1+2\overline{\gamma}}{1+\overline{\gamma}}(r - r_o) = \frac{A.q.l_A.\sin^2\varphi}{3}\cdot\frac{1+2\overline{\gamma}}{1+\overline{\gamma}}$	$A_Q.q.tg\varphi(r - r_o) = A_Q.q.l_A.\sin\varphi$

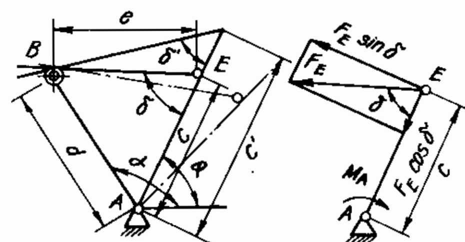
Bảng 4.8. (tiếp theo)

Mômen	Khi cần có khối lượng phân bố đều	Khi cần có khối lượng phân bố dạng hình thang	Do khối lượng vật nâng
M_4	$\frac{m_A.a_f.tg\varphi}{2}(r - r_o)$ $= \frac{1}{2} m_A.a_f.l_A.\sin\varphi$	$\frac{m_A.a_f.tg\varphi}{3} \cdot \frac{1+2\gamma}{1+\gamma}(r - r_o)$ $= \frac{m_A.a_f.l_A.\sin\varphi}{3} \cdot \frac{1+2\gamma}{1+\gamma}$	$m_Q.a_f.tg\varphi\ (r - r_o)$ $= m_Q.a_f l_A.\sin\varphi$
M_5	$\frac{m_A\dot{\psi}^2.tg\varphi}{6}(2r + r_o)(r - r_o)$ $= \frac{m_A.\dot{\psi}^2.l_A.\sin\varphi}{6}(2r + r_o)$	$\frac{m_A\dot{\varphi}^2.tg\varphi}{6(1+\gamma)}(r - r_o)\ [r + r_o + \gamma\ (3r + r_o)]$ $= \frac{m_A.\dot{\psi}^2.l_A.\sin\varphi}{6(1+\gamma)}[r + r_o + \gamma\ (3r + r_o)]$	$m_Q\ \dot{\psi}^2.r.tg\varphi(r - r_o)$ $= m_Q.\dot{\psi}^2 r.l_A.\sin\varphi$

Bảng 4.9. Giá trị các đại lượng C_i và $f_i\left(\frac{r}{l_A}\right)$ ở công thức 4.81 với $r_o = 0$ và $\gamma = 1$

M'_i	$\frac{C_i}{m\,.\,l_A}$	$f_i\left(\frac{r}{l_A}\right)$
$M'_1(M_{eA})$	$\frac{g}{2}$	$\frac{r}{l_A}$
$M'_2(M_{bA})$	$\frac{\ddot{\varphi}.l_A}{3}$	1
$M'_3(M_{wA})$	$\frac{A.q}{2.m}$	$1 - \left(\frac{r}{l_A}\right)^2$
$M'_4(M_{fA})$	$\frac{a_f}{2}$	$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l_A}\right)^2}$
$M'_5(M_{pA})$	$\frac{\dot{\psi}^2\,.\,l_A}{2}$	$\frac{r}{l_A}\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l_A}\right)^2}$

Không chỉ có mômen do các ngoại lực gây ra đối với chốt chân cần mà cả góc truyền lực δ (hình 4.53) cũng thay đổi theo tầm với hoặc góc nghiêng cần φ.



Hình 4.53: Góc truyền lực

Từ quan hệ hình học trên H có:

$$e = d.\frac{\sin(\alpha-\varphi)}{\sin\delta} = \sqrt{d^2 - 2.c.d.\cos(\alpha-\varphi) + c^2}\ . \qquad (4.82)$$

Từ (4.82) rút ra:

$$\sin\delta = \frac{\sin(\alpha-\varphi)}{\sqrt{1 - 2\frac{c}{d}\cos(\alpha-\varphi) + \left(\frac{c}{d}\right)^2}}\ . \qquad (4.83)$$

Lực nâng hạ cần tác dụng lên chi tiết truyền lực (palăng cáp nâng cần, cán pít tông v.v...)

$$F_E = \frac{M_A}{c.\sin\delta} \qquad (4.84)$$

Dễ thấy tốc độ góc $\dot{\varphi}$ của cần quay quanh chốt chân cần là hàm của tốc độ co lại hoặc duỗi ra của palăng cáp nâng cần V_E.

$$\dot{\varphi} = \frac{V_E}{c.\sin\delta} \qquad (4.85)$$

b) Tính toán cơ cấu nâng hạ cần

Phần này giới thiệu trình tự tính toán cơ cấu nâng hạ cần bằng truyền động cáp, là loại phổ biến nhất hiện nay. Do việc tính toán hoàn toàn tương tự cơ cấu nâng vật, nên chỉ nêu một số điểm cần chú ý. Có thể coi lực tác dụng lên palăng nâng cần F_E có vị trí tương ứng với trọng lượng vật nâng Q tác dụng lên palăng nâng vật trong cơ cấu nâng vật.

- Xác định lực tác dụng lên palăng nâng cần F_E.

Lực F_E là một đại lượng phụ thuộc vào vị trí của cần, do vậy trong thực tế người ta thường tính F_E tương ứng với nhiều vị trí khác nhau của cần. Khi làm việc, tầm với của cần trục thay đổi từ r_{min} đến r_{max} tương ứng có góc nghiêng cần φ thay đổi từ φ_{max} đến φ_{min}. Các vị trí tính toán thường được chọn bằng cách chia đều khoảng cách của phạm vi thay đổi ở trên. Số điểm chia càng nhiều thì mức độ tính toán càng chính xác. Các kết quả tính toán được lập thành bảng. Khi tính toán các mômen do khối lượng vật nâng gây ra trong M_1, M_2, M_3, M_4, M_5 cần chú ý đến sự thay đổi giá trị của khối lượng vật nâng theo tầm với. Do trên cần trục có sự phối hợp làm việc đồng thời của các cơ cấu, nên lực F_E được xác định theo các tổ hợp tải trọng khác nhau.

Tải trọng tĩnh lên palăng nâng cần, khi nâng cần cùng với vật nâng:

$$F_E = \frac{M_1 + M_3 - S_v.b}{c.\sin\delta}\ ; \qquad (4.86)$$

Trong đó:

S_v - lực căng nhánh cáp nâng vật;

b - khoảng cách từ cáp nâng vật đến chốt chân cần (hình 4.53);

$$b = c'.\sin\delta' \qquad (4.87)$$

Giá trị sin δ' được xác định theo (4.83) ứng với các giá trị α, c', d (hình 4.53).

Tải trọng lên palăng nâng cần khi nâng cần có vật phối hợp với quay cần trục:

$$F_E = \frac{M_1 + M_3 + M_5 - S_v.b}{c.\sin\delta} \qquad (4.88)$$

Tải trọng lên palăng nâng cần khi nâng cần có vật phối hợp mở máy hoặc phanh cơ cấu di chuyển.

$$F_E = \frac{M_1 + M_3 + M_4 - S_v.b}{c.\sin\delta} \qquad (4.89)$$

Trong các trường hợp trên đều không kể đến tải trọng quán tính của khối lượng vật nâng và cần khi mở máy hoặc phanh cơ cấu nâng hạ cần. Các giá trị F_E được tính cho nhiều vị trí và được lập thành bảng.

- Chọn bội suất palăng nâng cần và chọn cáp.

Trong nhiều cần trục, đặc biệt là cần trục tháp có sử dụng sơ đồ mắc cáp liên hợp khi đó đường kính cáp nâng cần và cáp nâng vật lấy bằng nhau. Căn cứ vào điều này và dựa vào lực căng F_{Emax} chọn bội suất palăng nâng cần. Cũng có thể tham khảo các loại máy tương tự để xác định bội suất palăng nâng cần. Sau khi chọn bội suất palăng, tiến hành chọn cáp nâng cần và cáp treo cần (nếu có).

- Chọn động cơ và phanh:

Để chọn động cơ, ngoài tổng tải trọng tác dụng lên palăng nâng cần F_E cần phải xác định tốc độ thay đổi chiều dài palăng nâng cần v_E.

$$V_E = \frac{e_1 - e_n}{t} \; ; \quad m/s \qquad (4.90)$$

Trong đó:

e_1, e_n - chiều dài palăng cáp ứng với cần ở vị trí có tầm với lớn nhất và nhỏ nhất;

t - thời gian thay đổi tầm với từ tầm với lớn nhất đến nhỏ nhất hoặc ngược lại.

Thời gian thay đổi tầm với t phụ thuộc vào công dụng, loại và năng suất của cần trục. Bảng 4.10 cho các giá trị trung bình của t và tốc độ thay đổi tầm với trung bình

$$v_t = \frac{r_{max} - r_{min}}{t} \cdot 60 , \quad m/ph.$$

Bảng 4.10. Giá trị trung bình của t và V_t

Loại cần trục và công dụng	Thời gian thay đổi tầm với t, s	Tốc độ trung bình v_t, m/ph
Cần trục chân đế (bốc dỡ)	18 ÷ 30	50 ÷ 60
Cần trục chân đế (lắp ráp)	60 ÷ 65	20 ÷ 25
Cần trục nổi	120 ÷ 200	-
Cần trục tháp	25 ÷ 120	4 ÷ 30
Cần trục ô tô	5 ÷ 30	6 ÷ 35

Công suất động cơ được tính theo tải trọng trung bình bình phương

$$F_{tb} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (F_{E_i}^2.\Delta e_i)}{\sum_{i=1}^{n} \Delta e_i}} \quad ; \qquad (4.91)$$

Trong đó:

Δe_i - khoảng thay đổi chiều dài palăng nâng cần từ vị trí tính toán thứ i đến i + 1.

F_{Ei} - tải trọng tĩnh tác dụng lên palăng cáp nâng cần tính ở vị trí i theo công thức (4.86) hoặc (4.88).

Công suất yêu cầu của động cơ theo điều kiện phát nhiệt trong suốt thời gian thay đổi tầm với từ r_{max} đến r_{min}:

$$P_{y/c} = \frac{F_{tb}.V_E}{1000.\eta_o} \; ; \; kW \qquad (4.92)$$

Trong đó: η_o - hiệu suất truyền động cơ cấu.

Sau khi chọn công suất động cơ theo phương pháp trên đây, phải kiểm tra lại theo khả năng quá tải của động cơ cũng như thời gian hoặc gia tốc mở máy.

Động cơ phải có khả năng quá tải tức thời do mômen M_{max} gây ra:

$$M_{max} \le (0,8 \div 0,85).\psi_{max} . M_{dn}$$

$$M_{max} = \frac{F_{Emax}d_T}{2.a.i_g.\eta_o} \qquad (4.93)$$

Trong đó:

d_T, a - đường kính tang và bội suất palăng nâng cần;

i_g - tỉ số truyền hộp giảm tốc;

η_o - hiệu suất truyền động của cơ cấu;

F_{Emax} - tải trọng lớn nhất tác dụng lên palăng nâng cần được tính theo công thức (4.88) hoặc (4.89);

Cần kiểm tra thời gian mở máy cho động cơ với lực F_{Emax} ; thời gian mở máy lúc này không nên vượt quá 5 ÷ 6s.

Phương trình mômen mở máy của động cơ:

$$M_m = M_d + M_t \; ;$$

Trong đó:

M_t - mômen cản tĩnh được xác định từ lực F_{Emax} theo công thức (4.86) và (4.88) và được tính theo (4.93);

M_m - mômen mở máy trên trục động cơ;

$M_đ$ - mômen động phát sinh trong thời kì mở máy. Có thể chia $M_đ$ ra 2 phần:

$$M_đ = M_{qt1} + M_{qt2} \; ; \qquad (4.94)$$

M_{qt1} - mômen của lực quán tính các tiết máy quay trong cơ cấu quy về trục động cơ:

$$M_{qt1} = J_{q1} \cdot \frac{\omega_1}{t_m} = \alpha . J_1 \cdot \frac{\omega_1}{t_m} \; ; \qquad (4.95)$$

M_{qt2} - mômen của lực quán tính các khối lượng vật nâng và cần gây ra trong thời kì mở máy khi nâng cần, được quy về trục động cơ:

$$M_{qt2} = \frac{F'_E . d_T}{2.a.i_g.\eta_o} \qquad (4.96)$$

F'_E lực quy đổi từ mômen M_2. Theo (4.84) có:

$$F'_E = \frac{M_2}{c.\sin\delta}$$

Coi khối lượng cần phân bố đều, theo bảng 4.8 có:

$$F'_E = \frac{\left(\frac{m}{3} + m_Q\right) . l_A^2}{c.\sin\delta} . \ddot{\varphi} \quad \text{và}$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{v_E}{c.\sin\delta . t_m} = \frac{\omega_1 . d_T}{2.c.\sin\delta . i_g . a . t_m}$$

Thay tất cả vào (4.96) có:

$$M_{qt2} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\left(\frac{m}{3} + m_Q\right) \omega_1 \, . \, d_T^2}{\left(\frac{c.\sin\delta}{l_A}\right)^2 . a^2 . i_g^2 \, \eta_o . t_m} \, . \qquad (4.97)$$

Cuối cùng có:

$$M_đ = \alpha \, . \, J_1 \cdot \frac{\omega_1}{t_m} + \frac{1}{4} \cdot \frac{\left(\frac{m}{3} + m_Q\right) d_T^2}{\left(\frac{c\sin\delta}{l_A}\right)^2 . a^2 . i_g^2 . \eta_o} \cdot \frac{\omega_1}{t_m}$$

Đặt

$$J_o = \alpha . J_1 + \frac{1}{4} \cdot \frac{\left(\frac{m}{3} + m_Q\right) d_T^2}{\left(\frac{c\sin\delta}{l_A}\right)^2 . a^2 . i_g^2 . \eta_o} \qquad (4.98)$$

hoặc $$GD^2 = \alpha.\Sigma(G_1D_1^2) + \frac{\left(\frac{G}{3}+Q\right)d_T^2}{i_g^2.a^2.\eta_o.\left(\frac{c\sin\delta}{l_A}\right)^2}$$

Ta có thời gian mở máy khi nâng cần:

$$t_m = \frac{J_o.\omega_1}{M_m - M_t}$$

hay $$t_m = \frac{GD^2.n_1}{375(M_m - M_t)} \qquad (4.99)$$

Trong cơ cấu nâng cần chỉ được phép dùng phanh thường đóng như ở cơ cấu nâng vật. Mômmen phanh tính theo công thức

$$M_p \geq k.\overline{M}_{max} = k\cdot\frac{F_{Emax}d_T.\eta_o}{2.a.i}$$ với hệ số an toàn $k \geq 1{,}5$;

Trong đó: i - tỉ số truyền từ trục tang đến trục đặt phanh.

Phanh phải hãm được cần ở mọi vị trí khi có gió ở trạng thái không làm việc với hệ số an toàn $k \geq 1{,}5$.

Sau khi chọn phanh cần kiểm tra thời gian phanh, sao cho thời gian phanh không vượt quá 4 ÷ 5s ứng với F_{Emin} và không nhỏ hơn 1,5 s ứng với F_{Emax}. Tương tự như (4.99) có:

$$t_{ph} = \frac{\overline{J}_o\omega_1}{M_{ph} - \overline{M}_t} \text{ hoặc } t_{ph} = \frac{\overline{GD}^2 n_1}{375(M_{ph} - \overline{M}_t)} \qquad (4.100)$$

với $$\overline{J}_o = \alpha.J_1 + \frac{1}{4}\cdot\frac{\left(\frac{m}{3}+m_Q\right)d_T^2.\eta_o}{i_g^2.a^2.\left(\frac{c\sin\delta}{l_A}\right)^2}$$ hoặc

$$\overline{GD}^2 = \alpha\Sigma(G_1D_1^2) + \frac{\left(\frac{G}{3}+Q\right)d_T^2.\eta_o}{i_g^2.a^2.\left(\frac{c\sin\delta}{l_A}\right)^2}.$$

Chương 5

THIẾT BỊ AN TOÀN VÀ HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN TRÊN MÁY XÂY DỰNG

§5.1. THIẾT BỊ AN TOÀN TRÊN MÁY XÂY DỰNG

Trong máy xây dựng, các loại thiết bị dừng và phanh, sơ đồ điều khiển và các tiếp điểm an toàn điện... chỉ có thể đảm bảo an toàn cho máy và cơ cấu trong điều kiện làm việc bình thường để thực hiện các chức năng yêu cầu của máy. Để đảm bảo an toàn và ngăn ngừa sự cố trong những tình huống ngẫu nhiên ngoài mong muốn của người điều khiển, máy xây dựng cần phải được trang bị đầy đủ các thiết bị an toàn theo đúng quy định trong tiêu chuẩn về kĩ thuật an toàn máy, đặc biệt là các loại máy nâng.

Theo nguyên lí, thiết bị an toàn trên máy xây dựng gồm: thiết bị an toàn (TBAT) cơ khí, TBAT điện, TBAT cơ - điện, TBAT thủy lực, TBAT điện - thủy lực, trong đó các TBAT cơ - điện được sử dụng phổ biến nhất.

Theo công dụng, các TBAT trên máy xây dựng có thể chia thành các loại sau:

- Thiết bị giới hạn hành trình dùng để giới hạn hành trình các chuyển động tịnh tiến theo phương ngang và phương đứng hoặc hành trình chuyển động quay của máy và các bộ phận máy theo đúng thiết kế. Khi máy hoặc các bộ phận máy chuyển động đến vị trí giới hạn, thiết bị giới hạn sẽ tự động ngắt dừng chuyển động để đảm bảo an toàn song vẫn đảm bảo khả năng điều khiển chuyển động theo chiều ngược lại để đưa máy trở về trạng thái làm việc bình thường.

- Thiết bị giới hạn tải trọng dùng để chống quá tải, tự động ngắt dừng cơ cấu để đảm bảo an toàn trong trường hợp tải trọng vượt quá giá trị cho phép. Thiết bị giới hạn tải trọng bao gồm các loại khớp giới hạn mômen, giới hạn tải trọng nâng, giới hạn mômen tải trọng.

- Thiết bị giới hạn tốc độ dùng để điều chỉnh hoặc dừng hẳn chuyển động khi tốc độ vượt quá giá trị cho phép. Thiết bị giới hạn tốc độ gồm các loại khớp nối li tâm, bộ hạn chế tốc độ. Bộ hạn chế tốc độ thường được dùng kết hợp với bộ hãm bảo hiểm và được giới thiệu trong các tài liệu về thang máy.

- Thiết bị chỉ báo và tín hiệu như chỉ báo tải trọng, chỉ báo độ nghiệng, tầm với, chỉ báo tốc độ gió (đo gió), tín hiệu âm thanh (còi tín hiệu), tín hiệu ánh sáng (đèn báo)...

- Thiết bị phòng gió (thiết bị kẹp ray) dùng cho những máy di chuyển trên ray và làm việc ngoài trời. Thiết bị kẹp ray thường được dùng kết hợp với thiết bị đo gió.

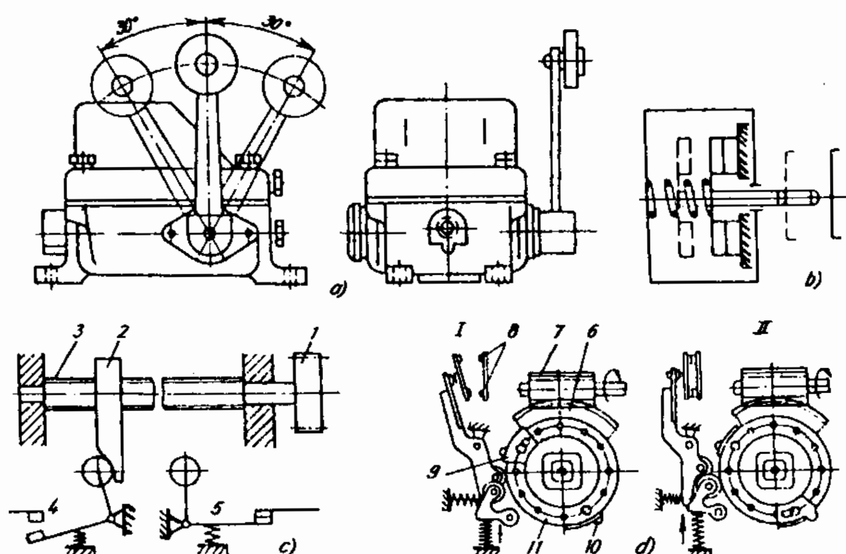
Các loại TBAT kể trên có kết cấu rất đa dạng và được giới thiệu kĩ trong các tài liệu chuyên ngành về các loại máy cụ thể. Trong mục này chỉ giới thiệu mang tính nguyên lí về một số TBAT điển hình.

5.1.1. Thiết bị giới hạn hành trình

Theo dạng chuyển động, thiết bị giới hạn hành trình gồm: thiết bị giới hạn chuyển động tịnh tiến theo phương đứng (giới hạn chiều cao nâng); thiết bị giới hạn chuyển động tịnh tiến theo phương ngang hoặc nghiêng (giới hạn hành trình di chuyển); thiết bị giới hạn chuyển động quay (giới hạn góc nghiêng cần và góc quay của máy).

Các thiết bị giới hạn hành trình kể trên đều làm việc theo nguyên lí tác dụng tự động cơ - điện: khi máy hoặc bộ phận máy chuyển động đến gần điểm giới hạn hành trình sẽ tác động lên công tắc hành trình để ngắt mạch điều khiển dừng động cơ và đóng phanh của cơ cấu song vẫn đảm bảo khả năng điều khiển động cơ quay theo chiều ngược lại.

Trên hình 5.1 là các công tắc hành trình thông dụng trong thiết bị giới hạn hành trình. Khi hạn chế hành trình một chiều, người ta dùng công tắc hành trình kiểu tay đòn hoặc kiểu nút bấm (hình 5.1a, b) và công tắc hành trình được gắn cố định tại điểm giới hạn trên quỹ đạo chuyển động của máy hoặc bộ phận máy, chi tiết tác động lên công tắc để dừng chuyển động được gắn trên máy hoặc phần chuyển động cần hạn chế hành trình. Khi cần giới hạn hành trình theo hai chiều, có thể dùng hai công tắc hành trình kể trên gắn ở hai đầu hoặc dùng công tắc hành trình kiểu vít - đai ốc hay kiểu BY (hình 5.1c, d) lắp trên cơ cấu dẫn động. Vít 3 (hình 5.1c) nhận chuyển động quay từ một trục nào đó của cơ cấu qua bộ truyền đai hoặc bánh răng 1. Tùy theo chiều quay của vít 3 tức chiều chuyển động của cơ cấu mà đai ốc 2 chuyển động tịnh tiến sang trái hoặc sang phải và tác động lên các tiếp điểm 4 hoặc 5 tại các vị trí giới hạn để dừng cơ cấu. Truyền động vít - đai ốc và tỉ số truyền của bộ truyền 1 phải được tính toán sao cho đai ốc 2 tác động vào tiếp điểm ứng với các vị trí giới hạn của chuyển động.



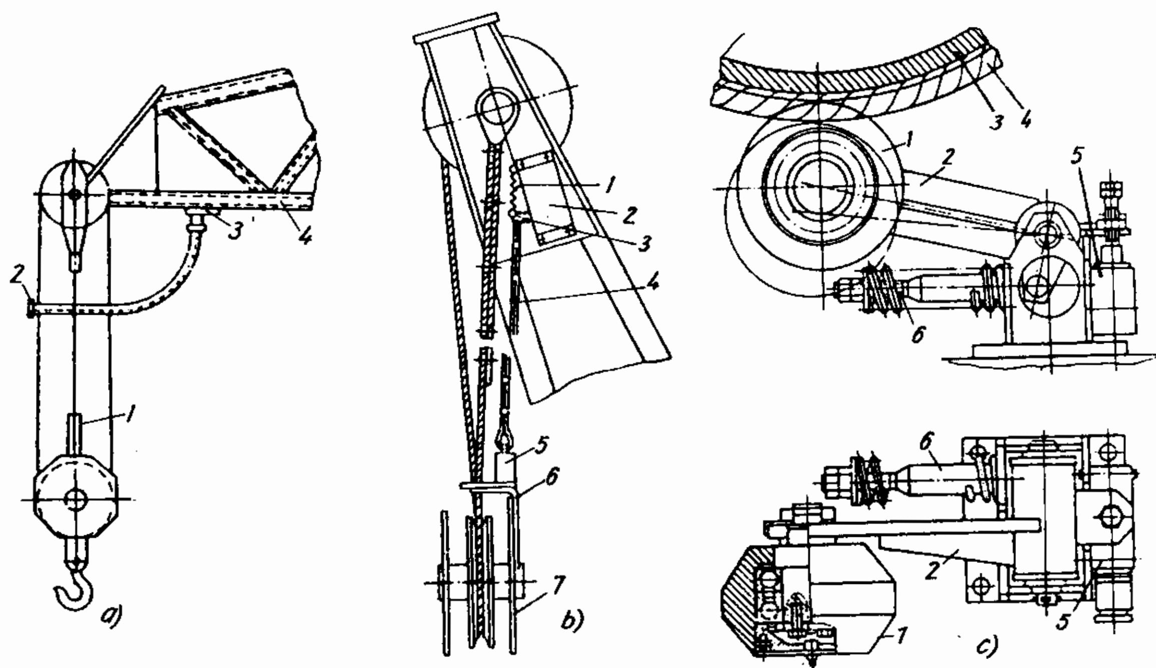
Hình 5.1: Công tắc hành trình
a) Kiểu tay đòn; b) Kiểu nút bấm; c) Kiểu vít – đai ốc; d) Kiểu BY.

Gọn nhất là loại công tắc hành trình kiểu BY (hình 5.1d) lắp trên cơ cấu với bộ truyền trục vít - bánh vít. Đĩa lệch tâm 11 được gắn lên bánh vít 6 ăn khớp với trục vít 7 được dẫn động từ cơ cấu. Trên đĩa 11 có các vấu 9 và 10 tác động làm đóng (vị trí II) hoặc mở (vị trí I) tiếp điểm 8 của mạch điều khiển. Khi giới hạn hành trình theo hai chiều thì trên đĩa 11 phải có hai bộ vấu 9, 10 tại các vị trí thích hợp.

a) Thiết bị giới hạn chiều cao nâng

Thiết bị giới hạn chiều cao nâng dùng chủ yếu trên các loại máy nâng với ba loại chính: Kiểu tay đòn, kiểu cáp treo và loại lắp với tời nâng vật. Tại vị trí giới hạn chiều cao nâng khi dừng chuyển động, thiết bị mang vật phải cách kết cấu thép của máy ít nhất là 50mm đối với palăng điện và ít nhất 200mm đối với các loại cần trục khác. Thiết bị giới hạn hành trình nói chung và giới hạn chiều cao nâng nói riêng chỉ dùng để dừng chuyển động phòng ngừa tai nạn do sơ suất của người lái chứ không được dùng như một thiết bị dừng tự động trong quá trình điều khiển máy.

Thiết bị giới hạn chiều cao nâng kiểu tay đòn (hình 5.2a) gồm tay đòn 2 liên kết khớp với đầu cần 4 và công tắc hành trình 3 (kiểu nút bấm). Khi thiết bị mang vật đạt tới vị trí giới hạn, vấu 1 tì vào tay đòn 2 làm xoay tay đòn và tác động vào công tắc 3 để ngắt cơ cấu. Hệ thống điều khiển cơ cấu nâng cho phép hạ móc treo để đưa máy về trạng thái làm việc bình thường và khi đó tay đòn 2 trở về vị trí cũ dưới tác dụng trọng lượng của nó.



Hình 5.2: *Thiết bị giới hạn chiều cao nâng*
a) Kiểu tay đòn; b) Kiểu cáp treo; c) Giới hạn độ sâu hạ móc treo.

Thiết bị giới hạn chiều cao nâng kiểu cáp treo (hình 5.2b) gồm vật nặng 5 trên cáp 4 liên kết với tay đòn 3 của công tắc hành trình 2. Tại vị trí giới hạn chiều cao, vấu 6 của hộp móc treo 7 tì vào vật nặng 5 làm cáp 4 chùng và lò xo 1 làm tay đòn 3 xoay đi một góc để ngắt động cơ của cơ cấu. Khi hạ hộp móc 7, vật nặng 5 lại kéo căng cáp 4 thắng lực kéo của lò xo 1 làm tay đòn 3 xoay ngược lại để đưa công tắc 2 trở về trạng thái cũ.

Thiết bị giới hạn chiều cao nâng lắp với tời nâng vật thường dùng công tắc hành trình kiểu vít - đai ốc hoặc kiểu BY (hình 5.1c, d) và có thể giới hạn hành trình nâng theo hai chiều, dùng trong trường hợp cần giới hạn thêm độ sâu hạ móc treo. Nếu máy nâng phải hạ móc treo xuống thấp hơn độ cao mặt bằng máy đứng mà đã được lắp thiết bị giới hạn chiều cao nâng kiểu tay đòn hoặc kiểu cáp treo thì cần phải được trang bị thêm thiết bị giới hạn độ sâu hạ móc treo lắp với tời nâng (hình 5.2c). Con lăn 1 nhờ tay đòn 2 và lò xo trên chốt 6 luôn tì vào cáp nâng 4 cuốn trên tang 3. Khi hạ móc treo xuống tới độ sâu giới hạn, trên tang còn ít nhất 2 ÷ 2,5 vòng cáp sẽ là điểm mà con lăn tì lên cáp. Nếu tiếp tục hạ, cáp nhả từ tang sẽ làm con lăn và tay đòn xoay đi một góc tác động vào công tắc hành trình 5 để ngắt động cơ.

b) Thiết bị giới hạn hành trình di chuyển

Thiết bị giới hạn hành trình di chuyển thường được trang bị cho những máy di chuyển trên ray hoặc theo dẫn hướng cứng với một quỹ đạo chuyển động xác định. Tuy là loại giới hạn hành trình theo hai chiều song vì có đường ray hoặc dẫn hướng cứng nên thiết bị giới hạn hành trình di chuyển thường dùng hai công tắc hành trình kiểu tay đòn (hình 5.1a) gắn ở hai đầu đường ray kết hợp với các giảm chấn để dừng hẳn chuyển động. Cabin thang máy tuy có chuyển động tịnh tiến theo phương thẳng đứng song vì có dẫn hướng cứng nên cũng được trang bị thiết bị giới hạn hành trình loại này và giảm chấn chỉ được lắp dưới đáy hố thang.

Khi di chuyển gần đến cuối hành trình, bánh cam hoặc vấu lắp trên máy sẽ tác động lên công tắc hành trình để ngắt cơ cấu di chuyển song do quán tính máy vẫn tiếp tục chuyển động và chỉ dừng hẳn khi va chạm vào ụ tì cố định ở cuối đường ray có giảm chấn.

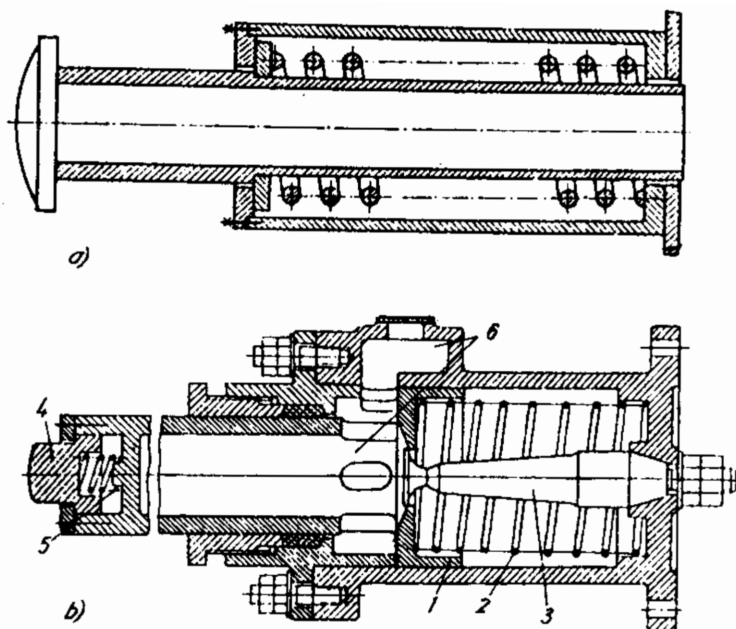
Giảm chấn dùng để giảm va đập và rung động cho máy khi va chạm vào ụ cố định ở cuối đường ray. Bộ phận đàn hồi của giảm chấn sẽ hấp thụ động năng của khối lượng chuyển động tịnh tiến, do đó giảm tải trọng động rất lớn xuất hiện trong các chi tiết và kết cấu máy. Giảm chấn và ụ tì còn tăng độ an toàn cho máy trong trường hợp phanh của cơ cấu di chuyển và công tắc hành trình bị hỏng.

Theo vị trí lắp đặt có giảm chấn cố định (lắp trên ụ tì) và giảm chấn di động (lắp trên khung di chuyển của máy). Theo cấu tạo có giảm chấn bằng gỗ, cao su, giảm chấn lò xo và giảm chấn thủy lực.

Giảm chấn bằng gỗ thường chỉ dùng trên máy nhỏ, dẫn động bằng tay. Giảm chấn bằng cao su được dùng phổ biến hơn với bộ phận đàn hồi là một khối cao su đặc, có

$\sigma_b \geq 450$ N/cm^2, độ dãn dài tương đối δ = 200%, dung lượng động A_d = 630 ÷ 6450 N m. Hiện nay người ta còn thay cao su bằng chất dẻo có dung lượng động lớn.

Phổ biến là giảm chấn lò xo (hình 5.3a), lò xo nhiều tầng, lò xo ma sát. Khi làm việc hầu như động năng của máy được chuyển thành thế năng của lò xo. Lò xo có dung lượng động không lớn và chiều dài tương đối lớn nên khi máy có khối lượng và vận tốc lớn thì phải dùng nhiều lò xo song song (nhiều tầng) làm kết cấu giảm chấn nặng và cồng kềnh.



Hình 5.3: *Giảm chấn*
a) Kiểu lò xo; b) Kiểu thủy lực.

Giảm chấn thủy lực (hình 5.3b) thường dùng cho máy có khối lượng và tốc độ di chuyển lớn do có dung lượng động lớn, làm việc êm, giảm va đập và rung động tốt. Khi chịu lực nén, pittông 1 dịch chuyển sang phải và dầu trong xilanh qua khe hở hình vành khăn giữa lõi 3 và lỗ trên pittông sẽ chảy về khoang 6. Vì lõi 3 có hình côn nên khi pittông dịch chuyển sang phải, khe hở hình vành khăn hẹp dần làm lưu lượng dầu chảy vào khoang 6 giảm và pittông chịu được lực nén lớn dần với tốc độ giảm dần để đảm bảo quá trình dừng được êm dịu. Để tránh va đập trong thời điểm giảm chấn bắt đầu làm việc, trên đầu tì 4 có lắp lò xo chịu nén 5. Khi được giải phóng khỏi lực nén, pittông 1 dịch chuyển sang trái để trở về vị trí ban đầu nhờ lò xo 2 và dầu từ khoang 6 chảy về xilanh.

Chuyển động của máy với tốc độ lớn có động năng rất lớn và bộ phận đàn hồi của giảm chấn không hấp thụ hết động năng này. Vì vậy khi tính toán giảm chấn, người ta thường tính tốc độ của máy tại thời điểm va chạm v bằng một nửa vận tốc danh nghĩa. Phương trình cân bằng năng lượng khi va chạm là:

$$\frac{m.v^2}{2} = (W_t + W_{ph}).s + A_d.n; \qquad (5.1)$$

Trong đó:

m - khối lượng của máy chuyển động khi va chạm;

W_t - lực cản tĩnh trên bánh xe (bỏ qua ma sát thành bánh);

W_{ph} - lực phanh quy về vành bánh xe, nếu khi va chạm phanh không làm việc thì $W_{ph} = 0$;

s - hành trình của giảm chấn;

$A_đ$ - dung lượng động của giảm chấn;

n - số giảm chấn.

Trong tính toán gần đúng, phương trình (5.1) có thể viết:

$$\frac{m.v^2}{2} = A_đ.n \ . \qquad (5.2)$$

Dung lượng động của các bộ phận đàn hồi được xác định như sau:

- Đối với lò xo, lò xo - ma sát và gần đúng đối với cao su:

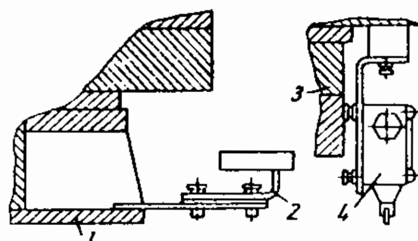
$$A_đ \approx 0{,}5P_{max}.s \qquad (5.3)$$

- Đối với giảm chấn thủy lực với khe hở dầu thay đổi (hình 5.3b):

$$A_đ \approx P_{max}.s \qquad (5.4)$$

Trong đó: P_{max} - lực lớn nhất tác dụng lên bộ phận đàn hồi của giảm chấn khi va chạm.

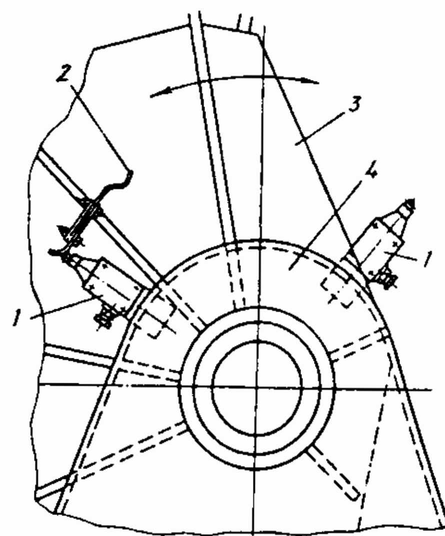
Thay $A_đ$ từ (5.3), (5.4) vào (5.1) hoặc (5.2) ta có thể xác định được P_{max}, s. Giá trị P_{max} được dùng để tính toán kích thước và kiểm tra bền đối với giảm chấn.



Hình 5.4: Thiết bị giới hạn góc quay

c) Thiết bị giới hạn chuyển động quay

Đối với các loại máy xây dựng có chuyển động quay quanh trục thẳng đứng, tùy theo loại máy, công dụng và đặc tính kĩ thuật mà nó quay toàn vòng hay chỉ quay được một góc nào đó. Trong trường hợp không quay toàn vòng, cần phải trang bị thiết bị giới hạn góc quay (hình 5.4). Công tắc hành trình 4 được lắp trên phần quay 3, hai cam tì 2 gắn cố định trên phần không quay 1 tại các vị trí giới hạn góc quay theo đúng thiết kế. Khi máy quay đến một trong hai vị trí giới hạn thì cam tì 2 tác động vào công tắc hành trình 4 để dừng cơ cấu quay.



Hình 5.5: Thiết bị giới hạn góc nghiêng cần

Thiết bị giới hạn góc nghiêng cần (hình 5.5) được trang bị cho các máy có tay cần như cần trục kiểu cần, máy đào, máy khoan... có thay đổi tầm với (góc nghiêng cần). Các công tắc hành trình 1 được gắn cố định trên tai bất

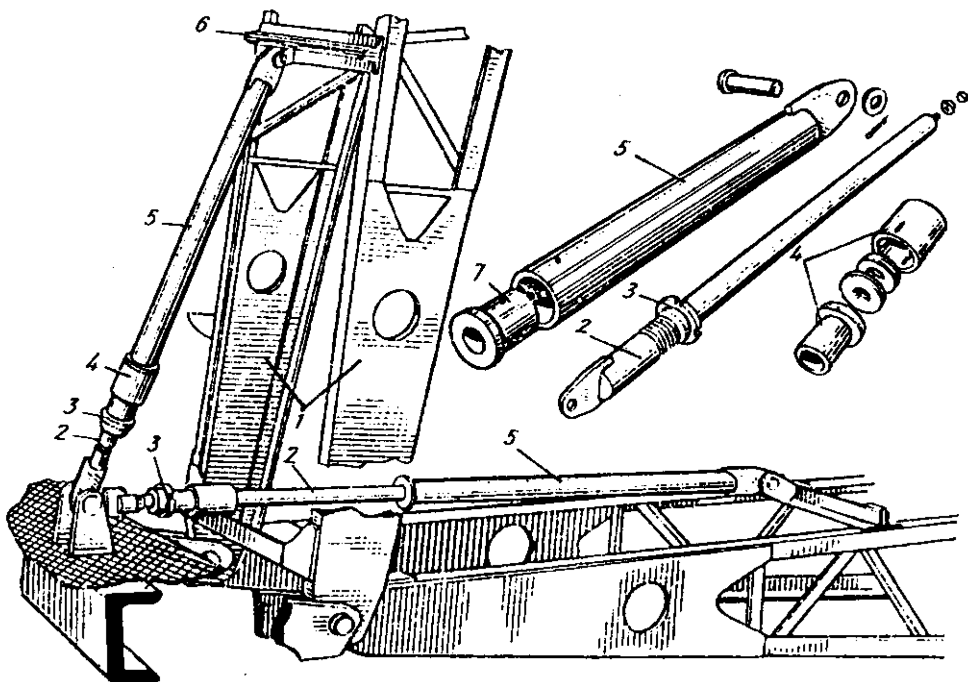
chốt chân cần 4 (phần không quay) tại các vị trí giới hạn góc nghiêng cần. Cam tì 2 được lắp trên chân cần 3 và quay cùng cần quanh chốt chân cần. Khi cần đạt tới góc nghiêng nhỏ nhất hoặc lớn nhất (ứng với tầm với lớn nhất hoặc nhỏ nhất), cam tì 2 sẽ tác động lên công tắc hành trình 1 để dừng cơ cấu nâng cần.

Đối với máy có tay cần được neo bằng hệ thống palăng cáp, khi cần có góc nghiêng lớn nhất, dưới tác dụng của lực quán tính và lực gió, cần có thể bị lật về phía sau. Vì vậy phải trang bị cơ cấu chống lật cần để giữ cần ổn định ở vị trí làm việc. Cơ cấu chống lật cần kiểu thanh chống cứng được sử dụng phổ biến nhất và thường có hai loại:

- Thanh chống cứng ống lồng (hình 5.6) gồm các đoạn thanh chống 2 và 5 lồng vào nhau, hai đầu của thanh chống liên kết khớp với cần và bàn quay. Khi góc nghiêng cần thay đổi thì chiều dài thanh chống thay đổi và khi cần có góc nghiêng lớn nhất thì các ống 2 và 5 lồng hết vào nhau, thanh chống có chiều dài nhỏ nhất và không cho cần lật về phía sau.

- Thanh chống cứng có một đầu liên kết cứng với bàn quay còn đầu kia tự do tạo thành ụ tì cứng. Khi cần có góc nghiêng lớn nhất, nó sẽ tì lên đầu tự do của thanh chống và không bị lật. Do tốc độ quay của cần quanh chốt chân cần rất nhỏ nên khi tì nó không gây va đập và không cần phải có giảm chấn.

Ngoài ra, một số máy có tay cần còn dùng loại cơ cấu chống lật cần kiểu cáp neo chịu kéo.



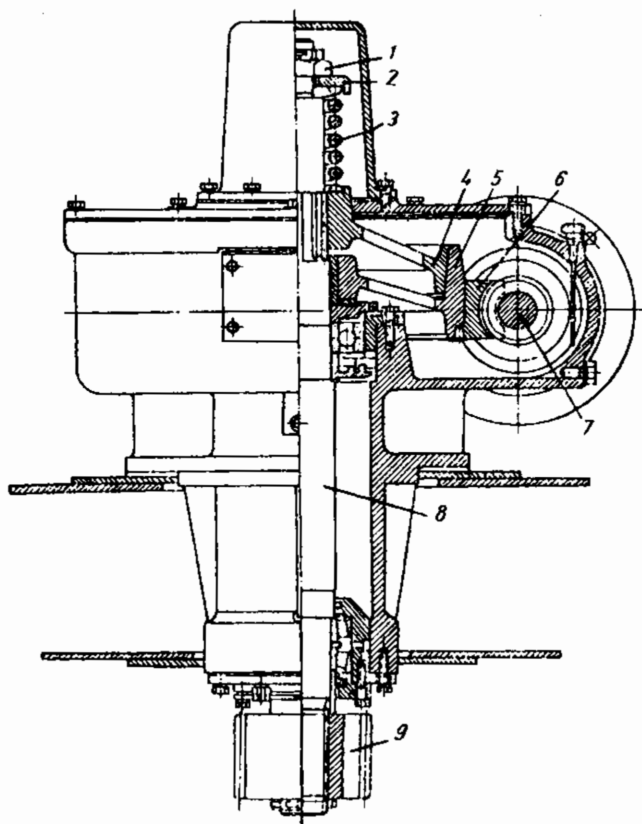
Hình 5.6: *Cơ cấu chống lật cần kiểu thanh chống ống lồng.*

5.1.2. Thiết bị giới hạn tải trọng

Khớp giới hạn mômen là loại thiết bị giới hạn tải trọng kiểu cơ khí được dùng phổ biến trong bộ truyền của các cơ cấu máy xây dựng để đảm bảo an toàn cho cơ cấu và chống quá tải cho động cơ. Theo nguyên lí làm việc, khớp giới hạn mômen thường có hai loại:

- Khớp giới hạn mômen kiểu chốt: mômen xoắn được truyền qua khớp nhờ các chốt liên kết hai nửa khớp. Các chốt được tính toán sao cho khi mômen tải trọng vượt quá giới hạn cho phép thì chốt sẽ hỏng để đảm bảo an toàn. Khớp giới hạn mômen kiểu chốt được giới thiệu trong giáo trình chi tiết máy.

- Khớp giới hạn mômen kiểu ma sát: mômen xoắn được truyền qua khớp nhờ ma sát. Khi mômen tải trọng vượt quá giới hạn cho phép, các bề mặt ma sát sẽ bị trượt tương đối với nhau. Cấu tạo của khớp giới hạn mômen kiểu ma sát rất đa dạng tùy theo loại máy, loại bộ truyền và được giới thiệu trong giáo trình chi tiết máy và các tài liệu chuyên ngành khác. Ví dụ về khớp giới hạn mômen dùng trong bộ truyền trục vít - bánh vít của cơ cấu quay cho ở hình 5.7. Trục vít 7 nhận chuyển động quay từ động cơ của cơ cấu và truyền cho vành răng của bánh vít 6 lắp cứng với bánh ma sát 5. Bánh ma sát ngoài 5 lắp lồng không trên trục 8 còn bánh ma sát trong 4 lắp với trục 8 bằng then hoa. Bề mặt tiếp xúc giữa bánh 4 và 5 có hình côn và tạo nên lực ma sát giữa chúng để truyền mômen xoắn nhờ lực nén của lò xo 3. Như vậy, mômen xoắn được truyền từ trục vít sang trục thẳng đứng 8 đến bánh răng con 9 để dẫn động vành răng của cơ cấu quay là nhờ lực ma sát giữa các bề mặt tiếp xúc hình côn của bánh 4 và 5. Điều chỉnh mômen xoắn bằng cách điều chỉnh lực nén của lò xo 3 nhờ đai ốc 1 và vòng đệm 2. Nếu trong quá trình làm việc, mômen tải trọng vượt quá giá trị cho phép (do kẹt thiết bị tựa quay, do phần quay bị vướng vật cản, do quán tính của phần quay quá lớn...) thì bề mặt ma sát giữa bánh 4 và 5 sẽ bị trượt để đảm bảo an toàn cho cơ cấu và tránh quá tải cho động cơ.

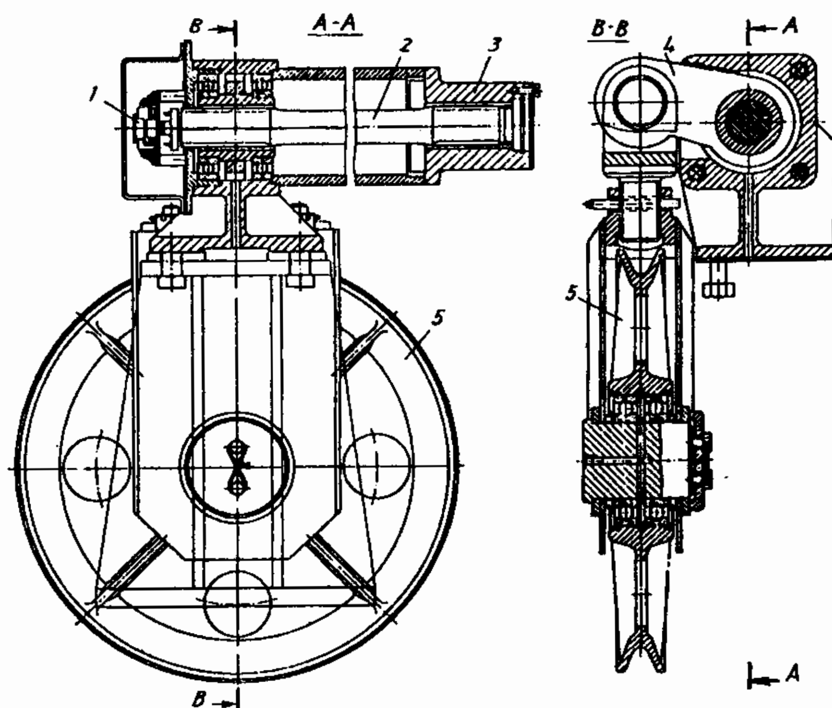


Hình 5.7: Khớp giới hạn mômen trong bộ truyền trục vít – bánh vít của cơ cấu quay.

Thiết bị giới hạn tải trọng nâng và giới hạn mômen tải trọng thường được trang bị cho các loại máy nâng để phòng ngừa quá tải và khả năng mất ổn định của máy.

Thiết bị giới hạn tải trọng nâng được trang bị cho các loại máy nâng có một giá trị tải trọng nâng danh nghĩa và làm việc theo nguyên lí tác dụng tự động cơ - điện: Nó tự động ngắt dừng động cơ của cơ cấu nâng khi tải trọng trên móc treo vượt quá giá trị cho phép. Thiết bị giới hạn tải trọng nâng có cấu tạo rất đa dạng và thường có hai phần: đatric (đầu đo) lực và bộ phận ngắt mạch. Tùy theo loại đatric mà ta có thiết bị giới hạn tải trọng kiểu lò xo, trục xoắn, thủy lực hoặc điện, trong đó loại trục xoắn và điện cho độ chính xác cao. Trên hình 5.8 là phương án lắp đặt thiết bị giới hạn tải trọng kiểu trục xoắn trên cầu trục. Thiết bị gồm trục xoắn 2 có một đầu liên kết cứng với ụ cố định 3 trên kết cấu thép của máy còn đầu kia tự do và lắp với tay đòn 4 bằng then hoa. Treo trên tay đòn 4 là puli cân bằng 5 của palăng nâng vật. Khi nâng vật, lực căng cáp trên puli 5 gây mômen xoắn trục 2 và góc xoắn trục tỉ lệ thuận với tải trọng nâng. Tại đầu trục xoắn 2 lắp thế điện kế 1 và góc xoắn trục làm cho điện trở của thế điện kế tỉ lệ thuận với tải trọng nâng. Khi tải trọng nâng vượt quá giá trị cho phép, mạch điều khiển ngắt làm cơ cấu ngừng hoạt động để đảm bảo an toàn.

Đối với các loại cần trục có tay cần và tải trọng nâng thay đổi theo tầm với thì cần phải trang bị thiết bị giới hạn mômen tải trọng (tích số giữa tải trọng nâng và tầm với) và được cài đặt cho phù hợp với đường đặc tính, tải trọng ứng với hệ thống kết cấu thép lắp trên cần trục. Thiết bị sẽ tự động ngắt động cơ của tời nâng khi tải trọng vượt quá giá trị cho phép ứng với tầm với cho trước.

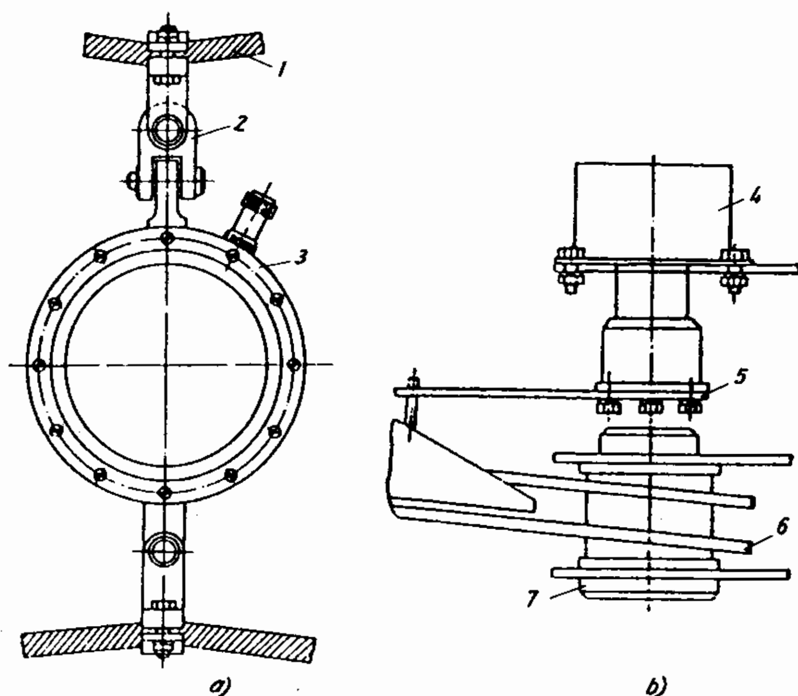


Hình 5.8: Thiết bị giới hạn tải trọng nâng kiểu trục xoắn

Thiết bị giới hạn mômen tải trọng gồm: bộ cảm biến lực; bộ cảm biến góc nghiêng cần; cụm rơle điều khiển; bảng điều khiển và tín hiệu; nguồn điện. Nguyên tắc làm việc của thiết bị là so sánh tín hiệu điện của bộ cảm biến lực (tương ứng với tải trọng thực tế trên móc treo) với tín hiệu điện của bộ cảm biến góc nghiêng cần (tương ứng với tải trọng cho phép ở tầm với cho trước theo đường đặc tính tải trọng đã cài đặt).

Bộ cảm biến lực (hình 5.9a) là một lực kế với vòng kim loại đàn hồi 3 lắp với móc kéo 2 neo vào cáp 1 của hệ thống cáp neo cần. Dưới tác dụng của tải trọng nâng, cáp 1 có độ căng, qua móc kéo 2 làm vòng 3 biến dạng. Độ biến dạng của vòng 3 tỉ lệ với tải trọng nâng và được chuyển đổi thành tín hiệu điện tương ứng.

Bộ cảm biến góc nghiêng cần (hình 5.9b) là một thế điện kế chuyển đổi góc nghiêng của cần thành tín hiệu điện tương ứng. Theo đường đặc tính tải trọng, ứng với mỗi góc nghiêng cần (tầm với) sẽ xác định được giá trị tải trọng cho phép. Bộ cảm biến góc nghiêng cần 4 được lắp tại chốt chân cần 7 (phần cố định) và xác định góc nghiêng cần nhờ tay đòn 5 có liên hệ với chân cần 6 (phần quay). Bộ cảm biến lực và cảm biến góc nghiêng cần được mắc vào mạch điều khiển nhờ phích cắm.



Hình 5.9: *Thiết bị giới hạn mômen tải trọng*
a) Bộ cảm biến lực; b) Bộ cảm biến góc nghiêng cần.

Cụm rơle điều khiển dùng để so sánh tín hiệu điện của bộ cảm biến lực với tín hiệu điện của bộ cảm biến góc nghiêng cần để phát lệnh đến bảng điều khiển và tín hiệu, đến tời nâng. Cụm rơle điều khiển gồm:

- Cụm thế điện kế để cài đặt thiết bị xác định tải trọng nâng cho phép tùy theo góc nghiêng cần theo đường đặc tính tải trọng cho trước.

- Bộ phận so sánh tín hiệu điện chuyển đến từ bộ cảm biến lực và cảm biến góc để tác động lên rơle lực.

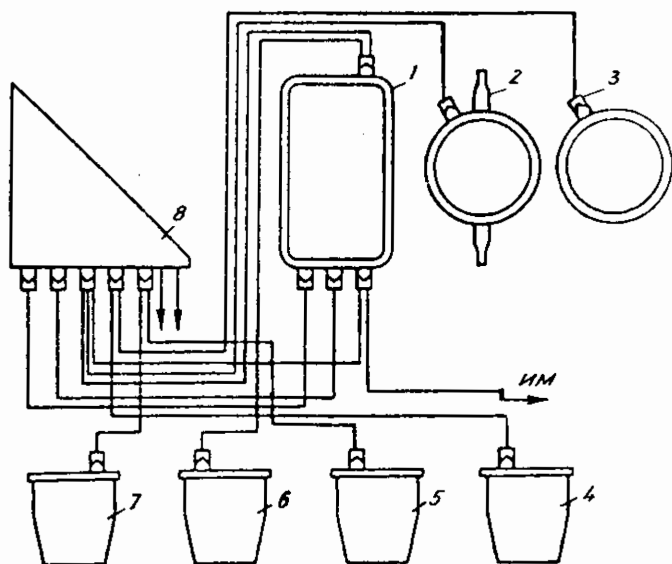
- Rơle lực để đóng ngắt mạch điều khiển của cơ cấu công tác (tời nâng).

Bảng điều khiển và tín hiệu bao gồm các công tắc, các đèn tín hiệu, còi, bảng hiển thị số để theo dõi mức độ gia tải, tín hiệu về trạng thái làm việc của máy.

Nguồn điện cung cấp cho thiết bị hoạt động thường là điện một chiều có điện áp thấp 12 - 24V. Có thể dùng điện ắcquy hoặc dùng biến thế và bộ nắn dòng.

Khi tải trọng ở dưới mức cho phép thì đèn màu xanh luôn sáng báo hiệu cần trục ở trạng thái làm việc an toàn. Khi giá trị tải thực tế đạt 5% dưới giá trị cho phép thì tín hiệu âm thanh kêu báo hiệu cần trục đang ở giới hạn nguy hiểm. Khi tải thực tế đạt giá trị cho phép thì đèn đỏ bật sáng, cần trục tự động dừng làm việc và mọi tác động điều khiển theo xu hướng tăng mômen tải đều không có tác dụng và cần trục chỉ hoạt động theo xu hướng giảm mômen tải trọng (hướng an toàn).

Đối với loại cần trục thủy lực có cần hộp ống lồng, tải trọng nâng phụ thuộc vào góc nghiêng cần và chiều dài cần nên ngoài các bộ phận đã nêu ở trên, thiết bị giới hạn mômen tải trọng còn có thêm bộ cảm biến chiều dài cần. Tín hiệu điện về tải trọng cho phép theo đường đặc tính tải trọng được cung cấp bởi các bộ cảm biến góc nghiêng và chiều dài cần. Sơ đồ nguyên lí của thiết bị giới hạn mômen tải trọng của cần trục thủy lực với cần hộp ống lồng cho ở hình 5.10. Thiết bị gồm cụm rơle điều khiển 1; bộ cảm biến lực 2, 3; bộ cảm biến góc 4, 5, 6; bộ cảm biến chiều dài cần 7 và bảng điều khiển, tín hiệu 8. Tín hiệu tải thực tế trên móc treo được cung cấp bởi bộ cảm biến lực 2, 3 còn tín hiệu tải cho phép theo đường đặc tính tải trọng tùy theo góc nghiêng và chiều dài cần được cung cấp bởi các bộ cảm biến 4, 5, 6, 7. Tín hiệu tải cho phép và tải thực tế từ các bộ cảm biến được đưa đến cụm rơle điều khiển 1 và hiển thị trên bảng điều khiển, tín hiệu 8 để người lái theo dõi và xử lí. Trong trường hợp tải thực tế vượt giá trị cho phép thì thiết bị sẽ tự động ngắt dừng cơ cấu cùng các tín hiệu âm thanh, ánh sáng và cho phép điều khiển cần trục theo hướng giảm mômen tải trọng để đưa cần trục về trạng thái làm việc bình thường.



Hình 5.10: Sơ đồ nguyên lí của thiết bị giới hạn mômen tải trọng trên cần trục thủy lực với cần hộp ống lồng.

Đối với cần trục thủy lực, bộ cảm biến lực có thể thay thế bằng bộ cảm biến áp suất dầu thủy lực để nhận biết tải trọng thực tế trên móc treo. Bộ cảm biến áp suất có cấu tạo tương tự như một xilanh thủy lực và được mắc vào mạch thủy lực của cần trục (thường được mắc vào xilanh nâng hạ cần). Dưới tác dụng của tải trọng nâng, áp lực dầu trong hệ tỉ lệ với trọng lượng vật nâng và bộ cảm biến áp suất sẽ chuyển đổi giá trị áp lực dầu (ứng với tải trọng thực tế) thành tín hiệu của dòng điện tương ứng và đưa tín hiệu tới bộ xử lí chính của thiết bị giới hạn mômen tải.

Thiết bị giới hạn mômen tải trọng hiện đại với hiển thị số cũng có nguyên lí làm việc đã nêu ở trên song có một số điểm khác biệt sau:

- Thay cho cụm rơle điều khiển là bộ vi xử lí chính gồm những mảng vi mạch điện tử được cài đặt sẵn chương trình điều khiển theo các đường đặc tính tải trọng cho trước để tiếp nhận, lưu trữ trong bộ nhớ những tín hiệu từ các bộ cảm biến và phân tích, xử lí các tín hiệu này để phát lệnh đến công tắc hành trình đóng ngắt cơ cấu và tín hiệu đến bàn điều khiển.

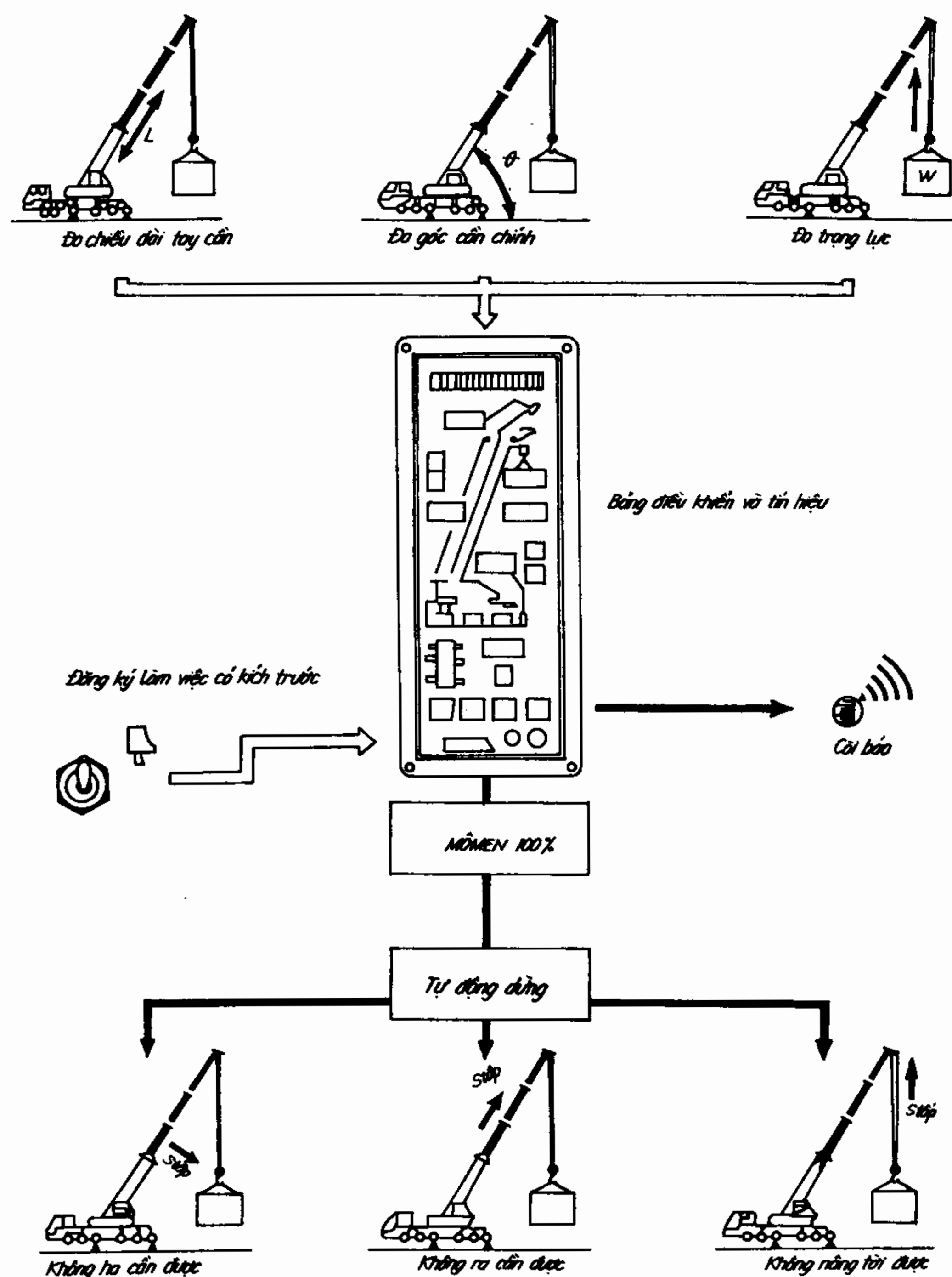
- Bàn điều khiển được thực hiện với hiển thị số, đèn tín hiệu và âm thanh có đầy đủ các thông tin hơn, tiện lợi hơn để phản ánh đầy đủ trạng thái làm việc của cần trục và cảnh báo cho người lái biết khi cần trục đang tiến dần tới trạng thái nguy hiểm trong quá trình thực hiện các lệnh điều khiển. Ngoài việc đảm bảo cho quá trình điều khiển được an toàn, tiện lợi và chính xác, trên bảng điều khiển còn có các thiết bị chỉ báo xác định nguyên nhân sự cố hoặc các lỗi để có thể nhanh chóng khắc phục.

Trên hình 5.11 mô tả nguyên lí làm việc của thiết bị giới hạn mômen tải trọng AML trên cần trục thủy lực bánh lốp với cần hộp ống lồng TADANO có đầy đủ các chức năng của một thiết bị an toàn hiện đại đã nêu trên.

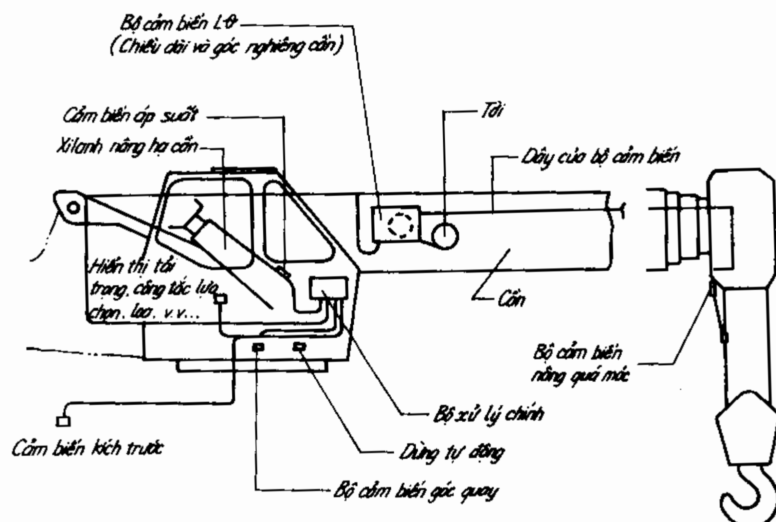
Cần trục thủy lực bánh lốp với cần hộp ống lồng của hãng KATO (Nhật Bản) được trang bị bộ dừng cẩu tự động ACS rất hiện đại, không những có chức năng giới hạn mômen tải trọng tùy theo trạng thái làm việc mà còn có các chức năng giới hạn chiều cao nâng, giới hạn góc quay cần trục và trạng thái chân chống v.v... Ngoài các bộ cảm biến áp suất, bộ cảm biến góc nghiêng cần và chiều dài cần như các thiết bị giới hạn mômen tải trọng khác, bộ ACS còn bao gồm các bộ cảm biến góc quay cần trục, bộ cảm biến chiều cao nâng vật, kích thước v.v... Bộ vi xử lí chính và bảng điều khiển tín hiệu rất hiện đại, đảm bảo an toàn cho cần trục và tiện lợi cho người lái. Trên hình 5.12 là sơ đồ bố trí thiết bị của bộ ACS trên cần trục thủy lực bánh lốp với cần hộp ống lồng KATO.

Sơ đồ nguyên lí hoạt động của bộ ACS được mô tả trên hình 5.13. Tải trọng thực tế (xác định từ tín hiệu của độ cảm biến áp suất) được so sánh với giá trị cho phép (được lưu giữ trong bộ nhớ tùy theo tín hiệu từ các bộ cảm biến xác định trạng thái cần trục như góc nghiêng cần, chiều dài cần, góc quay...). Nếu kết quả so sánh nằm trong phạm vi an toàn thì đèn màu xanh sáng, nếu giá trị tải thực tế gần tới phạm vi cảnh báo thì đèn vàng sáng và phát ra âm thanh. Nếu giá trị tải thực tế rất gần với giá trị cho phép

theo đường đặc tính tải (tức là đang đi vào phạm vi nguy hiểm) thì đèn đỏ sáng và bộ ACS tác động làm dừng tất cả các chuyển động làm tăng mômen tải. Người lái cần đưa cần trục trở lại trạng thái an toàn, bộ ACS sẽ chỉ chấp nhận các chuyển động trong hoặc về phía an toàn (phía giảm mômen tải).



Hình 5.11: Sơ đồ nguyên lí của bộ AML trên cần trục thủy lực bánh lốp với cần hộp ống lồng TADANO (Nhật Bản)



Hình 5.12: *Sơ đồ bố trí thiết bị của bộ ACS trên cần trục thủy lực KATO (Nhật Bản)*

Phạm vi nguy hiểm
Phạm vi vận hành
Giới hạn dừng tự động
Giới hạn cảnh báo
Đường đặc tính tải
Tải trọng nâng
Phạm vi an toàn
Phạm vi làm việc

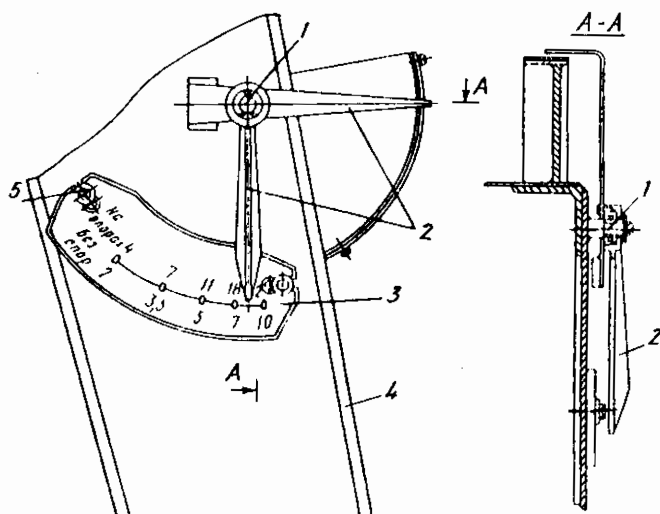
Hệ thống ACS
Bộ cảm biến vị trí quay
Kích trước
Mômen giữ
Góc cần chính
Chiều dài cần chính
Cảm biến nâng quá móc
Tín hiệu đầu vào
· Công tắc chọn chế độ vận hành cần chính
· Công tắc chọn trạng thái chân chống
Bộ tính toán tải trọng chính
Bảng hiển thị
Tín hiệu âm thanh điều khiển dừng tự động
Tín hiệu âm thanh (lựa chọn)
Quay
Đẩy ra/thu vào cần chính
Nâng/hạ
Nâng/hạ cần chính
Nâng/hạ cần chính

Hình 5.13: *Sơ đồ nguyên lí của bộ ACS trên KATO*

5.1.3. Thiết bị chỉ báo và tín hiệu

Như đã trình bày ở trên, các máy xây dựng hiện đại được trang bị kèm theo các thiết bị an toàn là các thiết bị chỉ báo đồng bộ với hiển thị số về tải trọng, tầm với, mômen tải trọng... Tuy nhiên, các thiết bị chỉ báo đơn giản kiểu cơ khí, cơ điện vẫn được sử dụng tùy theo loại máy vì chúng làm việc tin cậy, rẻ tiền.

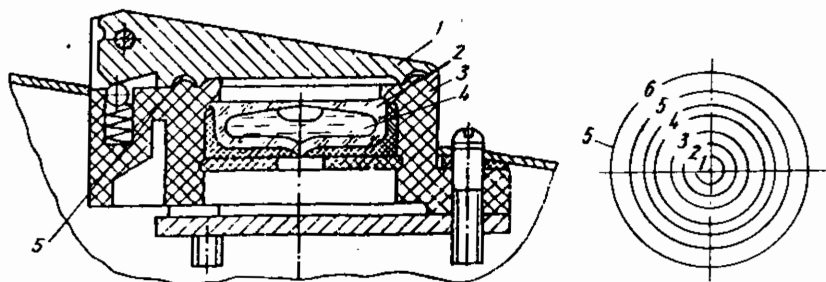
Thiết bị chỉ báo tải trọng nâng (hình 5.14) dùng cho cần trục có thay đổi tầm với bằng cách thay đổi góc nghiêng cần. Thiết bị cho phép người điều khiển xác định dễ dàng tải trọng cho phép mà cần trục có thể nâng ở tầm với cho trước. Kim 2 liên kết với cần 4 qua trục 1, đầu kim chỉ lên bảng chia các mức tải cho phép gắn trên cần tùy theo tầm với. Do có liên kết khớp với cần nên kim 2 luôn ở vị trí thẳng đứng dưới tác dụng của trọng lượng kim và không phụ thuộc vào góc nghiêng cần. Đầu kim chỉ lên bảng chia mức tải cho phép ở tầm với cho trước.



Hình 5.14: Thiết bị chỉ báo tải trọng nâng

Thiết bị chỉ báo độ nghiêng của máy được dùng cho những loại máy di chuyển độc lập, làm việc ngoài trời như cần trục tự hành, máy đào một gầu, máy đóng cọc... Thiết bị luôn báo độ nghiêng của máy so với phương ngang để người điều khiển có thể theo dõi và điều chỉnh kịp thời đảm bảo độ ổn định và độ nghiêng cho phép của máy khi làm việc.

Thiết bị chỉ báo độ nghiêng của máy dạng chất lỏng (hình 5.15) là một nivô gồm vỏ 3, nắp 1 làm bằng thủy tinh có bảng chia độ nghiêng 5 (các vòng tròn chỉ độ nghiêng



Hình 5.15: Thiết bị chỉ báo độ nghiêng dạng chất lỏng

từ 1 đến 6). Khi lắp đặt cần điều chỉnh cho bọt không khí trong ống 2 đựng chất lỏng 4 nằm chính giữa bảng chia. Thiết bị thường được gắn trên bàn điều khiển để theo dõi và đối với một số máy lớn có chân chống điều chỉnh độ thăng bằng thì nó được gắn ở ngay các điểm điều khiển chân chống để điều chỉnh độ nghiêng máy.

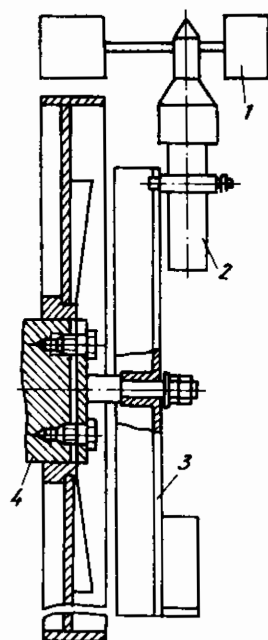
Thiết bị chỉ báo độ nghiêng của máy điều khiển điện gồm bộ cảm biến góc nghiêng, bảng tín hiệu và rơle. Trên nắp của bộ cảm biến góc nghiêng có các vòng tròn chỉ độ nghiêng của máy và chỉ báo hướng nghiêng cần điều chỉnh. Bảng đèn tín hiệu được lắp tại cabin hoặc điểm điều khiển chân chống. Khi độ nghiêng của máy vượt quá giới hạn cho phép thì đèn hiệu bật sáng và rơle bật tín hiệu âm thanh đồng thời có thể ngắt cơ cấu công tác để dừng máy.

Thiết bị đo gió được trang bị cho những máy làm việc ngoài trời, có khuôn khổ kích thước và diện tích chắn gió lớn để đo tốc độ gió và chỉ báo trên bảng tín hiệu để theo dõi và dừng máy kịp thời khi có gió to.

Thiết bị đo gió (hình 5.16) được lắp đặt ở trên cao (cố định vào kết cấu thép của máy) gồm bộ cảm biến tốc độ 2 có lắp các cánh quạt 1. Áp lực gió làm cánh quạt 1 quay cùng rôto. Tốc độ quay tỉ lệ với tốc độ gió và được chuyển đổi thành tín hiệu điện. Do thiết bị đo gió có đế lắp bằng chốt xoay với kết cấu thép 4 của máy và dưới đế 3 có vật nặng cân bằng với cánh quạt mà thiết bị đo gió luôn ở vị trí thẳng đứng không phụ thuộc vào vị trí phần kết cấu thép gắn thiết bị.

Khi tốc độ gió đạt gần tới giá trị cho phép thì tín hiệu âm thanh kêu lên báo hiệu đang ở gần giới hạn nguy hiểm. Khi tốc độ gió vượt quá giới hạn cho phép và thời gian gió thổi kéo dài thì đèn đỏ bật sáng và máy tự động dừng làm việc. Đối với máy di chuyển trên ray thì khi thiết bị đo gió tác động dừng máy đồng thời đóng thiết bị kẹp ray để giữ cho máy không bị trôi dưới tác dụng của gió to.

Ngoài tín hiệu âm thanh (chuông, còi) và tín hiệu ánh sáng (các đèn hiệu), trên một số máy xây dựng còn có thể có tín hiệu điện thế nguy hiểm: tự động phát tín hiệu âm thanh khi phần kết cấu thép của máy ở gần đường dẫn điện. Thiết bị này gồm một ăngten lắp trên kết cấu thép của máy, bộ khuếch đại tín hiệu điện, tín hiệu âm thanh, đèn báo.



Hình 5.16: Thiết bị đo gió

5.1.4. Thiết bị kẹp ray

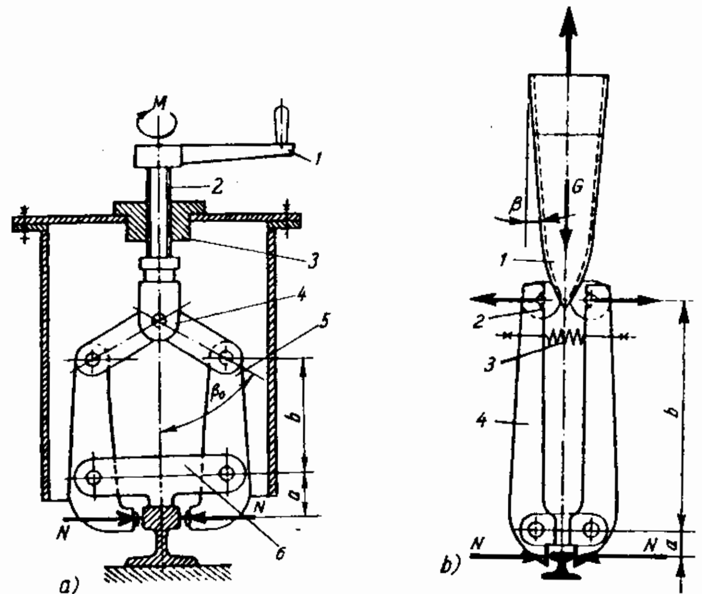
Thiết bị kẹp ray được trang bị cho những máy di chuyển trên ray và làm việc ngoài trời để giữ máy không bị trượt trên ray dốc dưới tác dụng của tải trọng gió trong trạng thái không làm việc. Thiết bị kẹp ray được chia thành ba loại: dẫn động bằng tay, bán tự động và tự động.

Loại dẫn động bằng tay có cấu tạo đơn giản, làm việc tin cậy nhưng đòi hỏi thời gian thao tác để kẹp ray lớn. Loại bán tự động được trang bị cơ cấu dẫn động thiết bị kẹp ray và điều khiển từ cabin của máy.

Hiện nay người ta hay dùng thiết bị kẹp ray tự động làm việc theo nguyên lí tác dụng tự động cơ - điện kết hợp với thiết bị đo gió (như đã mô tả khi giới thiệu về thiết bị đo gió ở mục trên). Những máy dùng thiết bị kẹp ray tự động thường được trang bị thêm thiết bị kẹp ray dẫn động tay để đề phòng trường hợp thiết bị tự động hỏng hoặc mất điện.

Thiết bị kẹp ray dẫn động tay thông dụng nhất là kiểu má kẹp (hình 5.17a). Khi quay tay quay 1 để dẫn động truyền động vít 2 - đai ốc 3, hệ thống tay đòn và má kẹp đi xuống cho đến khi thanh liên kết 6 chạm vào ray thì các tay đòn 4 bắt đầu ép má kẹp 5 để kẹp chặt lấy ray. Truyền động vít - đai ốc phải đảm bảo điều kiện tự hãm để đề phòng vít tự xoay làm hỏng các má kẹp.

Thiết bị kẹp ray tự động có cấu tạo rất đa dạng. Hình 5.17b là một kiểu thiết bị kẹp ray tự động. Các má kẹp 4 kẹp chặt vào ray nhờ vật nặng hình nêm 1 được thả xuống giữa các con lăn 2 để đẩy đầu trên của tay đòn sang hai bên và đầu dưới kẹp chặt vào ray. Vật nặng hình nêm 1 được treo bằng cáp và nâng hạ nhờ cơ cấu dẫn động thiết bị. Khi kéo vật nặng lên, các má kẹp được mở ra nhờ lò xo 3.



***Hình 5.17:** Thiết bị kẹp ray*
a) Loại dẫn động tay; b) Loại tự động.

Thiết bị kẹp ray phải tạo được lực giữ P_k sao cho dưới tác dụng của lực gió lớn nhất trong trạng thái không làm việc thổi dọc theo ray, máy không bị trượt:

$$P_k = P_g^{III} - P_{ms} - P_{ph} \text{ ;}$$

hay:
$$P_k = P_g^{III} - G.\omega - \frac{2M_{ph}}{D} \text{ ;} \tag{5.5}$$

đồng thời phải đảm bảo điều kiện bám của bánh xe trên ray:

$$G_b.\omega + \frac{2M_{ph}}{D} \leq G_b.\varphi \text{ ;} \tag{5.6}$$

Trong đó:

P_g^{III} - lực gió lớn nhất trong trạng thái không làm việc tác động lên máy dọc theo ray;

G - trọng lượng máy không tải;

G_b - trọng lượng bám (phần trọng lượng máy đè lên các bánh xe chủ động);

ω - hệ số cản chuyển động quy về bề mặt lăn của bánh xe di chuyển;

φ - hệ số bám giữa bánh xe và ray;

M_{ph} - mômen phanh của cơ cấu di chuyển quy về trục bánh xe;

D - đường kính mặt lăn của bánh xe;

P_{ms}, P_{ph} - lực cản do ma sát và lực phanh quy về bánh xe di chuyển.

Để tạo được lực giữ P_k, lực nén của má kẹp lên ray là:

$$N = k.\frac{P_k}{2i.f_b}; \tag{5.7}$$

Trong đó:

k - hệ số an toàn;

i - số thiết bị kẹp ray trên máy;

f_b - hệ số bám giữa má kẹp và ray, lấy tùy thuộc vào vật liệu và độ cứng bề mặt.

Cần lưu ý rằng khi bề mặt má kẹp bị mòn, hệ số bám có thể bị giảm xuống một nửa. Để giảm độ mòn của má kẹp, người ta tính toán giảm áp lực của má kẹp lên ray bằng cách tăng diện tích bề mặt tiếp xúc.

Đối với thiết bị kẹp ray dẫn động tay, mômen quay vít cần thiết để tạo ra lực nén má kẹp N là:

$$M = N.\frac{a}{b}.\frac{d.tg(\alpha + \rho)}{\eta.tg\,\beta_o}; \tag{5.8}$$

Trong đó:

d - đường kính trung bình của ren vít;

α - góc nâng ren vít. Để đảm bảo tự hãm thì góc nâng $\alpha > \rho$;

ρ - góc ma sát, lấy tùy thuộc vào vật liệu làm đai ốc: đồng $\rho = 4 \div 6^o$, thép $\rho = 8 \div 9^o$;

η - hiệu suất, $\eta = 0,92 \div 0,94$;

β_o - góc nghiêng của tay đòn 4 so với phương thẳng đứng (hình 5.17a), $\beta_o = 65 \div 70^o$;

a, b - các cánh tay đòn trên má kẹp (hình 5.17a).

Trọng lượng vật nặng hình nêm của thiết bị kẹp ray tự động được xác định theo công thức:

$$G = \frac{2N.a}{b.\eta}.tg(\beta + \rho') ; \qquad (5.9)$$

Trong đó:

β - góc nghiêng mặt bên so với phương thẳng đứng của vật nặng hình nêm, $\beta = 4 \div 8^o$;

ρ' - góc ma sát quy đổi tính theo hệ số cản của con lăn 2 (hình 5.17b), đối với con lăn dùng ổ bi $\rho' = 1^o10'$, ổ trượt $\rho' = 3^o$;

η - hiệu suất tay đòn, lấy như trên.

§5.2. HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN TRÊN MÁY XÂY DỰNG

Hệ thống điều khiển dùng để điều khiển quá trình làm việc của máy. Nó có ảnh hưởng lớn tới chất lượng và năng suất công tác, do vậy khi thiết kế, cần phải thỏa mãn các yêu cầu sau:

- Hệ thống phải nhẹ nhàng, hợp với sức khỏe của người bình thường. Lực điều khiển của tay không quá 30 ÷ 40N, hành trình không lớn hơn 0,25m, góc quay không quá 35°. Lực điều khiển của chân không quá 80N, hành trình không quá 0,2m và góc quay không vượt quá 30°.

- Cường độ điều khiển phải bình thường. Số lần điều khiển ở các máy cỡ nhỏ trong một chu kì ở điều kiện làm việc bình thường là 12 lần, mỗi giờ không quá 2500 lần.

- Điều khiển phải êm, đảm bảo độ nhạy cần thiết, thời gian điều khiển vào khoảng 0,25 ÷ 0,3s đối với máy cỡ nhỏ, từ 0,3 ÷ 0,4s với máy cỡ vừa, từ 1 ÷ 2s với máy cỡ lớn.

- An toàn về bền, dễ điều chỉnh, sửa chữa, đơn giản, thuận tiện trong thao tác. Số cần, bàn đạp sao cho ít nhất và được bố trí gần nhất về phía phải người lái. Ghế ngồi phải êm, có thể điều chỉnh để phù hợp với khổ người lái và dễ quan sát hiện trường thi công.

- Độ tin cậy của hệ thống cao. Đảm bảo cho máy làm việc trong môi trường nhiệt độ từ 0 ÷ 50°C, môi trường khí hậu ẩm ướt, bụi bẩn v.v...

Hệ thống điều khiển trên máy xây dựng rất khác nhau, cấu tạo và nguyên tắc làm việc của nó phụ thuộc vào độ phức tạp của máy và công dụng của hệ thống.

Theo cấu tạo và phương pháp truyền năng lượng, hệ thống điều khiển chia ra hai loại:

- Hệ thống điều khiển trực tiếp;

- Hệ thống điều khiển có cơ cấu khuếch đại kiểu cơ khí, thủy lực, điện, khí nén.

Theo phương pháp điều khiển có hệ thống điều khiển thông thường và hệ thống điều khiển tự động.

Theo loại truyền động trong cơ cấu điều khiển chia ra:

- Hệ thống điều khiển kiểu tay đòn;

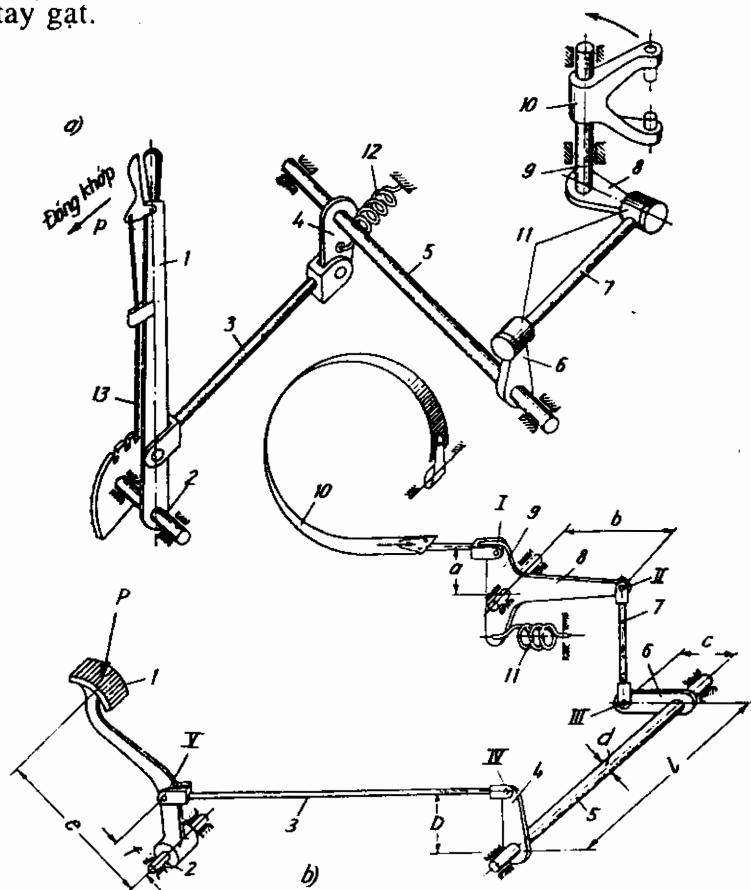
- Hệ thống điều khiển thủy lực;

- Hệ thống điều khiển khí nén;
- Hệ thống điều khiển điện;
- Hệ thống điều khiển hỗn hợp.

5.2.1. Hệ thống điều khiển kiểu tay đòn

Cơ cấu điều khiển kiểu tay đòn thường sử dụng tay gạt hoặc bàn đạp, thông qua hệ thống các khâu khớp như tay đòn, thanh kéo, khớp bản lề v.v... để truyền lực lên bộ phận chấp hành của cơ cấu công tác cần điều khiển. Đối với một máy gồm nhiều cơ cấu công tác hoạt động độc lập hoặc phụ thuộc nhau sẽ được điều khiển bởi các cơ cấu điều khiển khác nhau. Tập hợp các cơ cấu điều khiển này gọi là hệ thống điều khiển trên máy.

Hình 5.18a mô tả sơ đồ cấu tạo của cơ cấu điều khiển để đóng mở khớp nối. Tay gạt 1 xoay được trên trục 2. Khi kéo tay gạt theo hướng mũi tên, nó sẽ kéo thanh 3, làm quay đòn 4 và trục 5. Do trục 5 quay nên tay đòn 6 cũng quay theo, kéo thanh kéo 7 và làm tay đòn 8 cùng trục 9 quay. Kết quả là tay gạt 10 quay theo chiều mũi tên để đóng khớp nối. Lò xo 12 có tác dụng đưa hệ thống về vị trí ban đầu sau khi mở hãm định vị 13 của tay gạt.



Hình 5.18: Sơ đồ cấu tạo cơ cấu điều khiển kiểu tay đòn

a) Điều khiển đóng mở khớp nối nhờ cần gạt; b) Điều khiển đóng mở phanh đai nhờ bàn đạp.

Hình 5.18b là sơ đồ cấu tạo cơ cấu điều khiển kiểu tay đòn để đóng mở phanh đai. Bàn đạp 1 quay được quanh trục 2. Khi đạp lên bàn đạp, thanh kéo 3 dịch chuyển làm quay tay đòn 4 và trục 5, dẫn đến quay đòn 6, kéo thanh 7, làm cho đòn 8 quay và do đó đai phanh 10 được kéo, xiết dải phanh vào bánh phanh.

Lò xo 11 đưa hệ thống về vị trí ban đầu sau khi người điều khiển rời chân khỏi bàn đạp.

Các thông số làm việc của cơ cấu điều khiển là độ dịch chuyển u của chi tiết công tác của khớp nối hay phanh và lực q cần thiết để đóng hay mở nó. Công tác động lên chi tiết công tác $A_u = q.u$ sẽ cân bằng với công đặt lên cần gạt hay bàn đạp $A_y = p.y$ (với p là lực đặt lên tay gạt hay bàn đạp và y là dịch chuyển của nó).

Nếu η là hiệu suất của cơ cấu, thì tỉ số truyền cần thiết:

$$i \geq \frac{q}{p\eta_{q/p}} \geq \frac{y.\eta_{y/u}}{u}$$

Trong đó:

$\eta_{q/p}$ - hiệu suất lực;

$\eta_{y/u}$ - hiệu suất dịch chuyển.

Giá trị $\eta_{q/p} = 0{,}98^n$ với n là số khớp bản lề. Giá trị $\eta_{y/u}$ kể đến biến dạng của các chi tiết truyền và khe hở trong các khớp. Có thể lấy gần đúng $\eta_{y/u} = 0{,}98^n$.

Hệ thống điều khiển kiểu tay đòn có cấu tạo đơn giản, rẻ tiền song do có quá nhiều khâu khớp bản lề nên độ nhạy kém; lực điều khiển lớn, hiệu suất thấp; thường xuyên phải điều chỉnh để đảm bảo hành trình tính toán của tay gạt hoặc bàn đạp điều khiển. Hệ thống điều khiển loại này chỉ được dùng ở trên các máy có công suất nhỏ hoặc dùng để điều khiển các cơ cấu phụ.

5.2.2. Hệ thống điều khiển thủy lực

Hệ thống điều khiển thủy lực được dùng rộng rãi trên các máy xây dựng nhờ có kết cấu nhỏ gọn, có khả năng truyền lực đi xa. Lực tác động lên tay điều khiển, bàn đạp và hành trình của chúng nhỏ hơn nhiều so với hệ thống điều khiển kiểu tay đòn.

Có nhiều cách phân loại hệ thống điều khiển thủy lực.

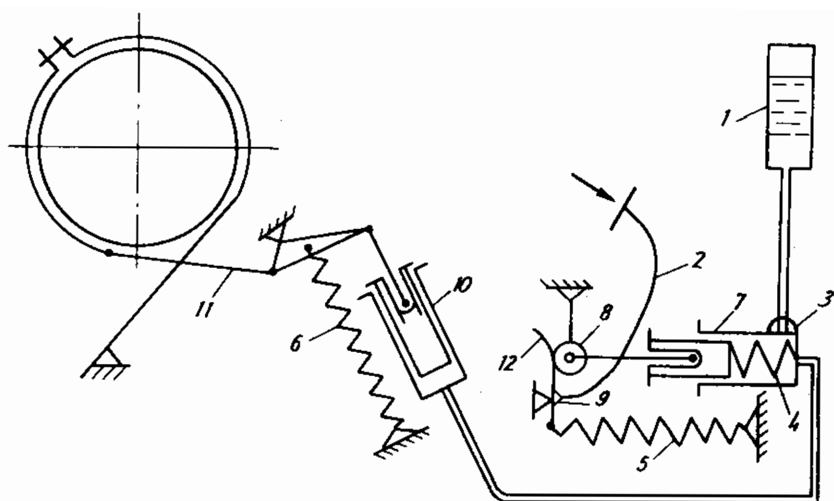
Theo nguyên lí tác động chia hệ thống điều khiển thủy lực ra hai loại: hệ thống điều khiển thủy lực không bơm và hệ thống điều khiển thủy lực có bơm.

Theo tính chất tuần hoàn của chất lỏng trong hệ thống có hệ thống điều khiển theo mạch hở và hệ thống điều khiển theo mạch kín (hình 2.18).

Theo phương pháp tác động lên hệ có hệ thống điều khiển bán tự động và hệ điều khiển tự động.

a) Hệ thống điều khiển thủy lực không bơm

Sơ đồ hệ thống điều khiển thủy lực không bơm trên hình 5.19 dùng để điều khiển phanh đai. Áp lực dầu trong đường ống được tạo ra trong xilanh tạo áp 7 nhờ sự dịch



Hình 5.19: *Sơ đồ hệ thống điều khiển thủy lực không bơm*
1. Bình dầu; 2. Bàn đạp; 3. Van kim; 4, 5, 6. Lò xo; 7. Xilanh tạo áp; 8. Thanh đẩy kiểu con lăn; 9. Trục quay của bàn đạp và cam 12; 10. Xilanh công tác; 11. Dải phanh; 12. Cam.

chuyển của pittông khi đạp bàn đạp 2. Dầu có áp trong đường ống truyền lực tới xilanh công tác 10 làm pittông của nó dịch chuyển, kéo căng dải phanh 11.

Các lò xo 4, 5 và 6 có tác dụng đưa hệ thống (pittông 7, bàn đạp 12 và pittông 10) trở về vị trí ban đầu khi dừng tác động lên bàn đạp 2.

Áp lực dầu trong xilanh công tác sẽ là:

$$p = \frac{4P_1.i.\eta_1}{\pi D^2};$$

Trong đó:

P_1 - lực tác động lên bàn đạp;

i - tỉ số truyền hệ tay đòn;

D - đường kính xilanh tạo áp lực;

η_1 - hiệu suất của tay đòn và xilanh.

Hành trình của bàn đạp sẽ là:

$$S = \frac{D_c^2.S_c}{D^2.\eta_o} i + \delta_o.i;$$

Trong đó:

D_c, S_c - đường kính của xilanh công tác và hành trình pittông;

η_o - hiệu suất thể tích;

$\delta_o = 0,15 \div 0,25$ - khe hở giữa thanh đẩy 8 và cán pittông của xilanh tạo áp 7.

Nếu lấy hành trình của pittông trong xilanh tạo áp là (0,8 ÷ 1,0)D thì:

$$D = \sqrt{\frac{1}{0,8 \div 1,0} \cdot \frac{D_c^2.S_c}{\eta}};$$

Trong đó:

η - hiệu suất kể đến sự nén của dầu và sự dãn nở của đường ống, phụ thuộc vào môđun nén thể tích của dầu công tác và môđun đàn hồi của vật liệu làm ống. Trị số η không nhỏ hơn 0,85.

Hệ thống điều khiển thủy lực không bơm có cấu tạo đơn giản, độ tin cậy cao, nhạy nhưng độ chính xác không cao vì phụ thuộc vào người điều khiển.

Có thể tham khảo hệ thống điều khiển thủy lực không bơm cho ở hình 4.32 dùng để điều khiển cơ cấu di chuyển bánh hơi khi quay vòng.

b) Hệ thống điều khiển thủy lực có bơm

Ở hệ thống điều khiển thủy lực có bơm, áp lực dầu được tạo ra nhờ bơm thủy lực được dẫn động máy. Người lái máy sẽ điều khiển van phân phối thông qua tay đòn hay các nam châm điện từ để đưa dầu đến các xilanh công tác. Các xilanh công tác có thể tác động một chiều hoặc hai chiều. Ở xilanh tác động một chiều, sự trở về vị trí ban đầu của pittông được thực hiện nhờ lò xo hoặc sự tác động ngược lại của cụm điều khiển (lò xo của li hợp ma sát, đối trọng phanh v.v...). Trong xilanh công tác tác động hai chiều, dầu có áp sẽ đi vào khoang phải hoặc khoang trái của xilanh, vì vậy phải có hai nhánh đường ống nối giữa xilanh và van phân phối.

Dầu thủy lực trong hệ thống điều khiển thủy lực có bơm là dầu khoáng cổ các mã hiệu khác nhau phụ thuộc vào nhiệt độ môi trường. Áp lực làm việc danh nghĩa của hệ thống từ 4 đến 6MPa và do vậy thường dùng bơm thủy lực kiểu cánh quét hoặc bơm bánh răng. Hình 5.20 mô tả sơ đồ điều khiển có bơm để điều khiển các cơ cấu của một cần trục - máy xúc.

Năng suất yêu cầu của bơm được xác định:

$$Q_H = (1,5 \div 2,0).\sum_{i=1}^{n} 0,785D_i^2.S_i.Z_i \ , \ (cm^3/ph) \ ;$$

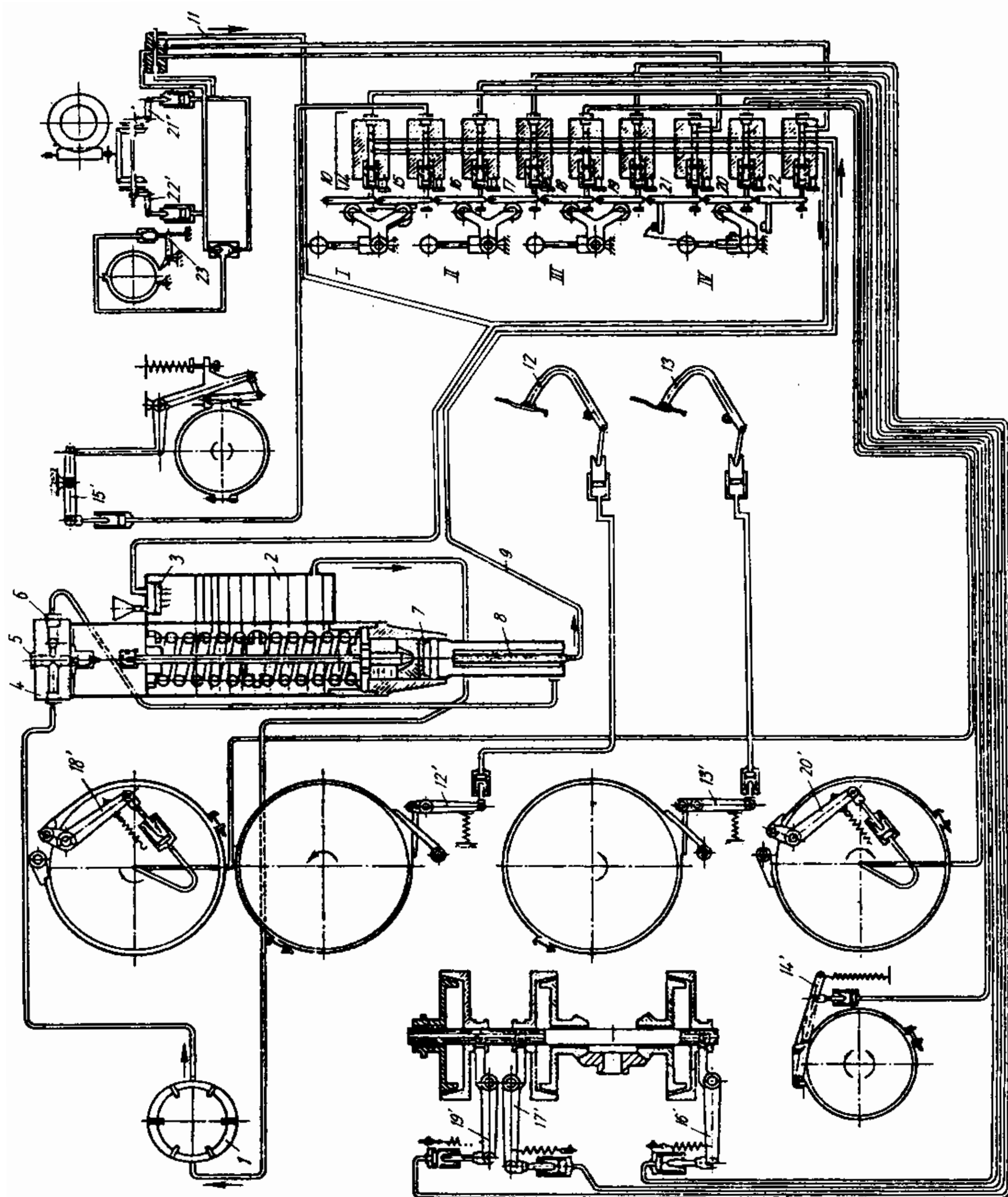
Trong đó:

D_i, S_i - đường kính làm việc của xilanh và hành trình của nó, cm;

Z_i - số lần đóng mở trong 1 phút;

n - số xilanh công tác trong hệ thống điều khiển;

(1,5 ÷ 2,0) - hệ số kể đến tổn thất do rò rỉ dầu.



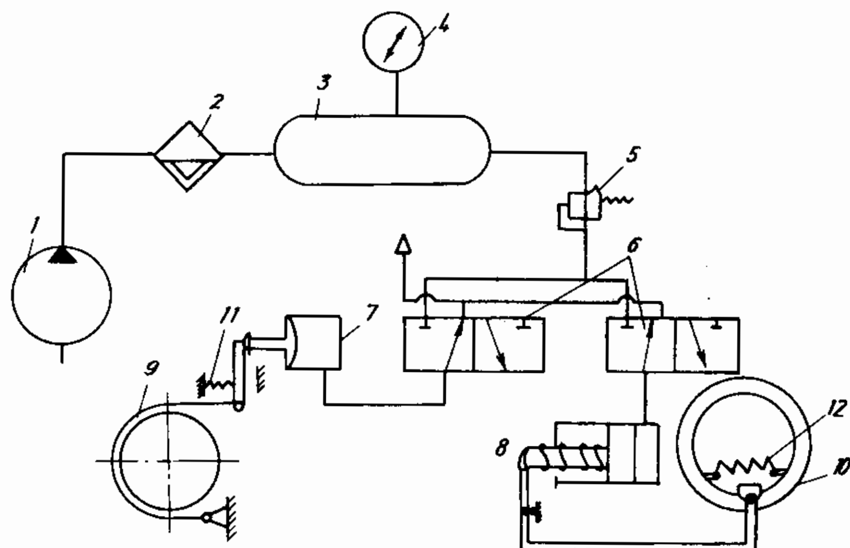
***Hình 5.20:** Sơ đồ hệ thống điều khiển thủy lực có bơm để điều khiển các cơ cấu của cần trục – máy xúc Э1254*
*1. Bơm; 2. Thùng dầu; 3. Bộ lọc; 4. Cụm phân phối trên bình tích năng; 5. Áp kế; 6. Kênh dẫn ngược của đường dầu có áp; 7. Bộ tích áp; 8. Bộ lọc; 9. Đường ống có áp; 10. Cụm van điều khiển; 11. Đường hồi; 12, 13. Hệ thống điều khiển thủy lực không phanh 12' và 13' của tời nâng chính; **Cụm van điều khiển**: 14. Phanh 14' cơ cấu quay; 15. Phanh 15' cơ cấu di chuyển; 16, 17. Khớp nối 16', 17' để đảo chiều cơ cấu quay; 18. Khớp nối 18' của tang nâng vật; 19. Khớp nối đảo chiều 19' của tang nâng vật; 20. Khớp nối 20' của tời nâng phụ; 21, 22. Khớp nối đảo chiều 21', 22' của tời nâng cần; 23. Tay đẩy điều khiển phanh tời nâng cần; I, II, III, IV. Các tay gạt của hệ điều khiển kép các van trượt 14 ÷ 22.*

5.2.3. Hệ thống điều khiển khí nén

Hệ thống điều khiển khí nén được dùng trên các máy xây dựng cỡ nhỏ và trung bình để đóng mở li hợp, khớp nối, phanh v.v...

Ưu điểm của hệ thống điều khiển khí nén là dễ điều khiển, êm, nhẹ nhàng, nhạy và sạch sẽ, không ô nhiễm môi trường do sử dụng không khí sạch. Nhược điểm của nó là khó khăn trong việc làm giảm độ ẩm không khí một cách tuyệt đối. Nếu khí nén có lẫn hơi nước sẽ làm cho máy ngừng hoạt động. Các cơ cấu chấp hành thường có khuôn khổ kích thước lớn do áp lực khí nén thấp 0,7 ÷ 0,8MPa.

Sơ đồ cấu tạo của hệ thống điều khiển khí nén được mô tả trên hình 5.21.



Hình 5.21: *Sơ đồ hệ thống điều khiển khí nén*
1. Máy nén khí; 2. Bộ tách ẩm kiểu dầu; 3. Bình chứa khí nén;
4. Đồng hồ đo áp suất; 5. Van an toàn; 6. Bộ phân phối; 7. Bát hơi;
8. Xilanh; 9. Phanh đai; 10. Guốc phanh; 11, 12 – Lò xo.

Không khí nén từ máy nén khí 1 được đưa vào bộ tách ẩm kiểu dầu 2, sau đó vào bình chứa 3. Áp suất khí nén được kiểm tra bằng đồng hồ 4, khí nén dư thừa sẽ được xả qua van an toàn 5. Khí nén từ bình chứa vào bộ phân phối 6 sau đó vào bát hơi 7 hoặc vào buồng làm việc của xilanh 8 để điều khiển đóng phanh đai 9 hoặc guốc phanh 10. Khi mở phanh, người lái dừng tác động lực vào cần điều khiển hoặc bàn đạp, bộ phân phối 6 sẽ trở về vị trí làm cho không khí nén từ bát hơi 7 hoặc xilanh 8 theo đường ống dẫn qua nó thoát ra ngoài trời. Các lò xo 11 hoặc 12 làm cho phanh 9 hoặc 10 mở ra tức thì.

Lượng không khí tiêu thụ trung bình trong 1giờ của hệ thống điều khiển khí nén được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{1}{3600} \sum_{i=1}^{n} Z_i.V_i \;, \; (cm^3/s) \;;$$

Trong đó:

V_i - thể tích không khí tiêu thụ cho một lần thao tác của phần tử thứ i, cm^3;

Z_i - số lần đóng mở trung bình trong 1giờ;

n - số phần tử tiêu thụ khí nén.

Giá trị V_i được xác định theo công thức:

- Với xilanh khí nén: V = F.S;

- Với "bát hơi": $$V = \frac{\pi}{12}(D^2 + D.d + d^2).S \; ;$$

Trong đó:

F - diện tích tiết diện pittông, cm^2;

D - đường kính ngoài của máng ngăn, cm;

d - đường kính cán máng ngăn, cm;

S - hành trình của cán, cm.

Năng suất của máy nén khí Q_M cần phải lớn hơn lượng khí tiêu thụ trung bình Q, nên ta có:

$$Q_M = k.Q$$

Trong đó: k - hệ số dự trữ, k = 1,3 ÷ 1,4.

Thể tích hữu ích của bình chứa khí nén xác định theo công thức:

$$V_b = \frac{k'.Q.t}{p_{max} - p_{min}} \; ; \; (cm^3)$$

Trong đó:

k' - hệ số dự trữ, k' = 1,1 ÷ 1,2;

t - thời gian cần thiết để nạp đầy bình (thường t ≈ 20 ÷ 30s);

p_{max}, p_{min} - áp suất lớn nhất và nhỏ nhất của không khí trong bình chứa.

5.2.4. Hệ thống điều khiển điện

Điều khiển điện trên máy xây dựng có thể bằng tay, bán tự động hoặc tự động. Theo phương pháp điều khiển phân ra:

1) Điều khiển trực tiếp bằng chuyển mạch ở mạch chính (mạch động lực) nhờ bộ khống chế (K) - (Kontroller).

2) Điều khiển gián tiếp thông qua hệ thống rơle, côngtắctơ nhờ các cuộn hút điện từ (M) và thiết bị điều khiển. Điều khiển bằng cách này sẽ có kết cấu nhỏ gọn, lực tác động khi điều khiển nhỏ.

3) Điều khiển từ xa nhờ các cuộn hút điện từ nhưng với sự truyền tín hiệu điều khiển từ thiết bị điều khiển đặc biệt có công suất nhỏ qua thiết bị điều khiển cơ học từ xa để mã hóa, phân tách theo thời gian, tần số và pha, khuếch đại, dịch mã và biến đổi tín

hiệu điều khiển. Tín hiệu điều khiển có thể được truyền theo dây dẫn hay dưới dạng sóng điện từ.

Lựa chọn phương pháp điều khiển (K) hay (M) phụ thuộc vào chế độ làm việc và công suất động cơ của thiết bị.

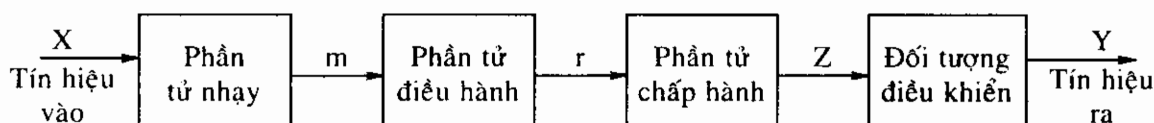
Thường công suất động cơ nhỏ hơn 10kW với chế độ làm việc không quá nặng nhọc thì dùng điều khiển trực tiếp K, còn lại nên dùng điều khiển gián tiếp M.

Sơ đồ nguyên lí và các thiết bị điều khiển sẽ được nghiên cứu kĩ trong các giáo trình chuyên môn.

5.2.5. Hệ thống điều khiển tự động

Mục đích của điều khiển tự động là nâng cao năng suất máy, nâng cao chất lượng làm việc của máy và thay thế một phần hoặc toàn bộ sức người. Trong điều khiển tự động tồn tại hai hệ thống: hệ thống điều khiển tự động mạch hở hay còn gọi là tự động hóa thông qua điều khiển và hệ thống điều khiển tự động mạch kín - tự động hóa thông qua điều chỉnh.

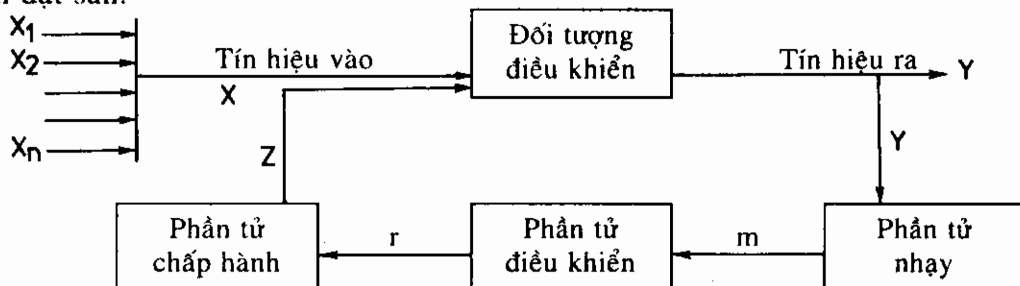
Hệ thống điều khiển tự động mạch hở có sơ đồ nguyên lí như trình bày ở hình 5.22.



Hình 5.22: Sơ đồ nguyên lí hệ thống điều khiển mạch hở

Tín hiệu vào X tác động lên đối tượng điều khiển được đo bằng các phần tử nhạy của hệ, nó xử lí tín hiệu nhận được và truyền lệnh m cho các phân tử điều hành. Các phần tử điều hành khuếch đại lệnh m và nhờ tác động của lệnh r buộc các phần tử chấp hành phải chuyển động, sau đó tín hiệu Z tác động lên đối tượng điều khiển.

Hệ thống điều khiển mạch hở có cấu tạo đơn giản, rẻ tiền hơn hệ thống điều khiển mạch kín. Nó được sử dụng nhiều khi có thể bỏ qua được ảnh hưởng xấu của rối loạn tác động lên hệ thống. Trong hệ thống điều khiển tự động mạch kín, phần tử nhạy không cảm thụ tín hiệu vào X (hình 5.23), nhưng nó cảm thụ trực tiếp sự thay đổi tín hiệu ra Y của đối tượng điều khiển và hiệu chỉnh nó phù hợp với lệnh cho trước hay theo chương trình đặt sẵn.



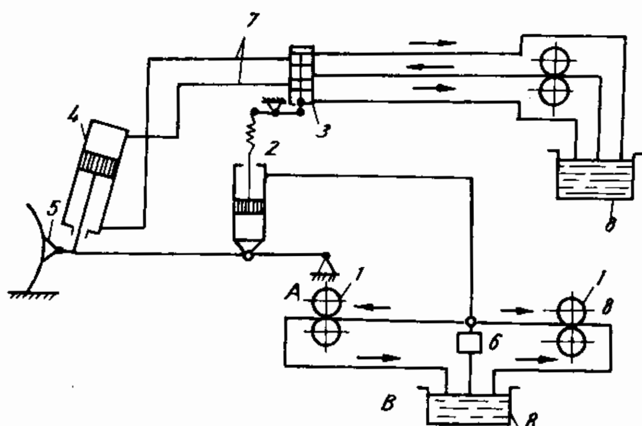
Hình 5.23: Sơ đồ nguyên lí hệ thống điều khiển tự động mạch kín

Để hiểu rõ hơn về điều khiển tự động, có thể tham khảo một số ví dụ cụ thể của hệ thống điều khiển tự động ở một số máy xây dựng:

a) Tự động hóa quá trình điều khiển lưỡi ủi theo tín hiệu trượt ở máy bánh lốp:

Khi thi công đất bằng máy ủi, giai đoạn đào, tích đất thường sử dụng công suất động cơ là lớn nhất. Trạng thái chịu tải của động cơ phản ánh rõ nét qua độ trượt của bộ di chuyển. Với máy di chuyển bằng bánh xích có độ trượt không đáng kể, khoảng 1,5 ÷ 2% nhưng với máy bánh lốp có độ trượt khá lớn, tới 15 ÷ 18%, ảnh hưởng đến sự làm việc của máy. Hình 5.24 giới thiệu sơ đồ điều khiển theo tín hiệu trượt.

Bơm A được lắp vào bánh bị động, bơm B lắp vào bánh chủ động. Ở tải trọng danh nghĩa, bơm A và bơm B có lưu lượng như nhau.



***Hình 5.24:** Sơ đồ điều khiển lưỡi ủi theo tín hiệu trượt*

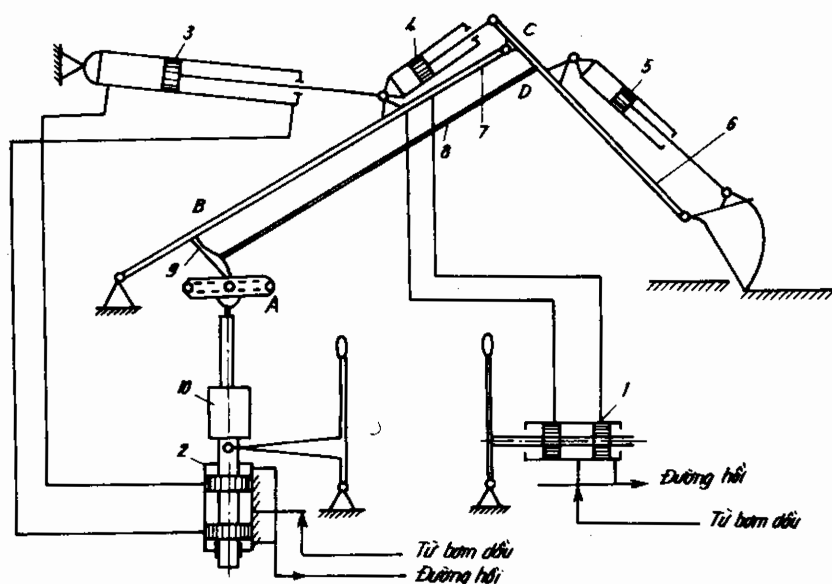
1. Bơm chính; A. Bơm lắp vào bánh bị động; B. Bơm lắp vào bánh chủ động; 2. Xilanh thủy lực theo dõi; 3. Bộ phân phối; 4. Xilanh nâng hạ lưỡi ủi; 5. Lưỡi ủi; 6. Van an toàn; 7. Đường ống dẫn; 8. Thùng dầu.

Ở chế độ làm việc bình thường (không có trượt), bơm A và B làm việc không tải. Khi tải trọng tăng lên (có sự trượt), tốc độ quay của các bánh chậm đi (bánh bị động quay chậm hơn bánh chủ động), nên lưu lượng thừa sẽ vào xilanh theo dõi 2 (là xilanh có liên hệ ngược). Dưới tác dụng của áp suất dầu, pittông của xilanh 2 chuyển động xuống dưới, qua cơ cấu đòn bẩy tác dụng vào van phân phối 3. Dầu từ bơm chính được cung cấp vào buồng dưới của xilanh thủy lực nâng lưỡi ủi 4. Nhờ thế lưỡi ủi được nâng lên và lực cản cắt giảm xuống. Đồng thời với việc nâng lưỡi ủi, xilanh theo dõi 2 qua cán và cơ cấu đòn bẩy làm van trượt của bộ phận phân phối chuyển động về vị trí trung gian, kết thúc quá trình điều chỉnh.

Ngược lại, nếu chiều sâu cắt nhỏ, tốc độ di chuyển máy kéo sẽ nhanh làm bánh bị động quay nhanh hơn bánh chủ động, nên lưu lượng dầu ở bơm A lớn hơn bơm B, dầu còn thiếu sẽ được hút từ xilanh theo dõi 2, pittông nhờ có lò xo sẽ làm di chuyển con trượt của van phân phối 3 xuống phía dưới. Như vậy dầu từ bơm chính sẽ vào buồng trên của xilanh công tác 4 làm hạ lưỡi ủi xuống. Sự hạ lưỡi ủi diễn ra tới khi nào độ trượt của bánh chủ động lớn hơn độ trượt đã quy định và lưu lượng của các bơm không cân bằng.

b) Tự động hóa quá trình điều khiển của máy xúc gầu ngược theo quỹ đạo cho trước.

Trên hình 5.25 mô tả hệ thống điều khiển máy xúc gầu ngược có sử dụng truyền động thủy lực theo dõi. Hệ thống truyền động thủy lực theo dõi dùng để sao chép lại quỹ đạo chuyển động của gầu theo một tỉ lệ nhất định. Hệ thống chủ yếu dựa trên nguyên tắc mối liên hệ hàm số chuyển động của cần với trị trí của tay gầu.



Hình 5.25: *Sơ đồ điều khiển gầu máy xúc gầu ngược với truyền động thủy lực theo dõi*
1, 2. Bộ phân phối; 3, 4, 5. Xilanh; 6. Tay gầu; 7. Cần; 8. Thanh kéo;
9. Tay đòn phụ; 10. Đát trích hiệu chỉnh chuyển động cần.

Xilanh tay gầu 4, xilanh gầu 5 được điều khiển độc lập theo ý muốn của người lái. Tay đòn phụ 9 phỏng theo tay gầu và gầu, cùng với cần 7 và thanh kéo 8, tay gầu 6 tạo thành hình bình hành ABCD.

Đầu cuối của tay đòn 9 được nối với con trượt A chuyển động trong bộ phận dẫn hướng lắp với cán đát trích 10 hiệu chỉnh chuyển động cần. Đát trích 10 chuyển động làm liên quan đến van trượt bộ phân phối 2. Con trượt A chuyển động trong bộ phận dẫn hướng, qua đát trích 10 sẽ đẩy hoặc kéo van trượt bộ phân phối 2. Nhờ vậy dầu sẽ được cung cấp vào xilanh 3 để nâng hạ cần. Điều chỉnh chuyển động cho phép đảm bảo quỹ đạo của răng gầu tương tự như dạng của bộ phận dẫn hướng. Hệ thống điều khiển thủy lực theo dõi đảm bảo quỹ đạo đào sai số so với quỹ đạo cho trước khoảng ± 25mm.

Chương 6

KHÁI NIỆM CHUNG VỀ ĐỘNG LỰC HỌC MÁY

§6.1. NHIỆM VỤ VÀ PHÂN LOẠI

Nhiệm vụ cơ bản của động lực học máy là nghiên cứu tác động qua lại giữa chuyển động và lực cũng như ứng suất xuất hiện trong quá trình chuyển động của máy. Bài toán đặt ra trên đây đặc biệt quan trọng với máy có vận tốc lớn.

Thông thường để giải bài toán động lực máy người ta phải tiến hành các bước sau:

- Lập mô hình tính toán;
- Thiết lập phương trình chuyển động và giải phương trình đã lập;
- Đánh giá kết quả và rút ra kết luận cần thiết cho máy hoặc cấu trúc thực.

Thực tế ba bước nêu trên có liên quan mật thiết với nhau. Việc thiết lập mô hình tính toán càng gần với thực tế bao nhiêu thì quá trình tính toán càng phức tạp bấy nhiêu và kết quả thu nhận được cũng gần với thực tế hơn. Tuy nhiên trong thực tế không phải lúc nào cũng có thể thiết lập được mô hình phản ánh đầy đủ và chính xác điều kiện làm việc của máy, hơn nữa trong nhiều trường hợp độ chính xác không đòi hỏi quá khắt khe, do đó việc chọn mô hình tính phụ thuộc rất nhiều vào yêu cầu bài toán đặt ra. Mô hình được chọn một mặt phải đơn giản nhất có thể được, mặt khác kết quả nhận được phải đủ độ chính xác yêu cầu. Mô hình như vậy thường được gọi là mô hình tối thiểu. Trong động lực học mô hình tính toán nói chung gồm các phần tử sau:

- Khối lượng là phần tử tích lũy động năng
- Phần tử đàn hồi là phần tử tích lũy thế năng
- Phần tử giảm chấn là phần tử tiêu hao năng lượng
- Bộ kích động là phần tử cung cấp năng lượng

Bằng phép mô hình hóa trên đây ta đã đưa việc nghiên cứu động lực học của máy thật về việc nghiên cứu mô hình tương đương với nó và về thực chất là một cơ hệ chuyển động phù hợp với các liên kết. Điều quan trọng có tính chất quyết định đến độ phức tạp, tính chính xác của kết quả là các giả thiết khi nghiên cứu cũng như việc chọn các phần tử đặc trưng cho mô hình.

Tùy theo cách quan niệm các phần tử trong hệ có thể phân mô hình thành các trường hợp sau:

- Hệ rời rạc là hệ trong đó vật rắn chuyển động có khối lượng tập trung không biến dạng, còn phần tử đàn hồi xem như không có khối lượng.

- Hệ liên tục là hệ trong đó phần tử đàn hồi có khối lượng, hoặc vật rắn được xem có khối lượng phân bố và biến dạng đàn hồi. Khác với trong xây dựng, trong động lực học máy mô hình được nghiên cứu phổ biến là mô hình rời rạc.

Khi nghiên cứu động lực học máy, sau khi chọn mô hình nghiên cứu, việc lập phương trình mô tả chuyển động của nó là một bước không thể thiếu được. Phương trình (hoặc hệ phương trình) được lập là các phương trình (hoặc hệ) vi phân. Nếu phương trình vi phân miêu tả chuyển động nhỏ của hệ chuyển động thì hệ đó thường được gọi là hệ dao động, vì vậy việc nghiên cứu động lực học máy không thể tách với các kiến thức về dao động cơ học.

Mô hình tính toán có thể là tuyến tính nếu phương trình mô tả chuyển động của nó là phương trình vi phân tuyến tính hoặc là phi tuyến nếu phương trình vi phân là phi tuyến.

Việc giải các phương trình này phải dựa vào kiến thức của toán và máy tính nên không nêu ở đây.

§6.2. XÁC ĐỊNH THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA MÔ HÌNH TÍNH TOÁN

6.2.1. Khái niệm về thông số động lực

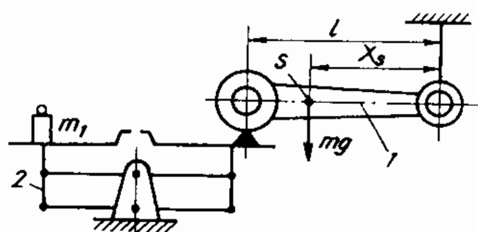
Thông số chủ yếu của mô hình là khối lượng, phân tử đàn hồi (lò xo), giảm chấn và phân tử kích động. Phương pháp chủ yếu để xác định các thông số động lực nêu trên là phương pháp thực nghiệm và phương pháp giải tích. Do điều kiện của giáo trình, dưới đây chỉ trình bày những sơ lược về hai phương pháp này.

6.2.2. Xác định bằng thực nghiệm thông số về khối lượng

Như đã biết trong cơ học, các thông số cần được xác định là: khối lượng, vị trí khối tâm, vị trí trục mômen quán tính trong hệ tọa độ đã cho và giá trị các mômen quán tính.

Tùy theo giá trị cho trước của mô hình các đại lượng trên có thể tính trực tiếp như cân các vật, hoặc có thể dùng phương pháp phân nhỏ vật thành những phân tố quen biết (vòng tròn, chữ nhật, vuông, cầu...) rồi áp dụng công thức đã biết trong cơ học để tính.

Ví dụ 1: Xác định tọa độ trọng tâm của vật 1, biết khối lượng của nó là m.



Hình 6.1: *Xác định tọa độ trọng tâm bằng phương pháp tĩnh*

Sơ đồ xác định tọa độ trọng tâm X_s được trình bày ở hình 6.1.

Để thấy rằng:
$$X_s = \frac{m_1.g.l}{m.g} = \frac{m_1 l}{m} \quad (6.1)$$

Trong đó: m_1 - khối lượng quả cân;

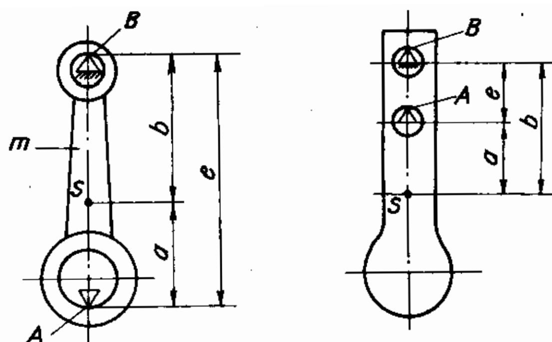
g - gia tốc trọng trường ;

l - khoảng cách từ điểm treo đến tâm đĩa cân.

Ví dụ 2: Xác định mômen quán tính và tọa độ trọng tâm của vật có hình dạng miêu tả ở hình 6.2.

Để xác định mômen quán tính với khối tâm J_S và các khoảng cách a, b có thể tiến hành như sau:

Trước hết cho vật lắc quanh điểm A và sau đó cho vật lắc quanh điểm B. Như đã biết trong vật lí khi vật lắc quanh A và B ta có chu kì của con lắc là T_A và T_B với:



Hình 6.2: *Xác định đặc trưng khối lượng theo phương pháp con lắc vật lí*
A, B – Điểm treo ; a, b – Khoảng cách cần xác định ; e – Khoảng cách hai điểm treo.

$$T_A = 2\pi\sqrt{\frac{J_A}{m.g.a}} \quad ; \quad (s) \tag{6.2}$$

$$T_B = 2\pi\sqrt{\frac{J_B}{m.g.b}} \quad ; \quad (s) \tag{6.3}$$

Mặt khác ta lại có:

$$J_A = J_S + m.a^2 \tag{6.4}$$

$$J_B = J_S + m.b^2 \tag{6.5}$$

Sau khi đo T_A và T_B, từ các phương trình nêu trên dễ dàng xác định được J_S và a, b:

$$b = e\frac{\frac{4\pi^2 . e}{g} \pm T_A^2}{2\left(\frac{4\pi^2 . e}{g}\right) \pm T_A^2 - T_B^2} \tag{6.6}$$

$$J_S = \frac{T_B^2}{4\pi^2} m.g.b - m.b^2 \tag{6.7}$$

Với dấu + khi S nằm ngoài AB (hình 6.1b) ;
dấu – khi S nằm giữa A và B (hình 6.1a).

6.2.3. Xác định độ cứng của phần tử đàn hồi

Phần tử đàn hồi là các phần tử chịu biến dạng trong mô hình tính toán. Nó có nhiệm vụ tích lũy năng lượng dưới dạng thế năng hay còn gọi là công khi biến dạng. Thông số động lực học đặc trưng của phần tử đàn hồi là độ cứng C của nó. Phần tử đàn hồi có thể là những khâu đàn hồi như lò xo, đệm cao su, song cũng có thể là những vật rắn như các trục, các bánh răng, dây thép, dây cáp, khâu thủy lực, bêtông... tùy theo điều kiện làm việc cũng như tùy theo mô hình tính toán được chọn. Cùng một vật rắn ở mô

hình này là cứng tuyệt đối, song ở mô hình khác lại phải xem nó là khâu đàn hồi. Ví dụ cùng một trục quay, song nếu ở tốc độ quay thấp ta có thể xem nó là cứng tuyệt đối, nhưng tốc độ quay đạt đến một giới hạn nào đó, khi tính toán động lực lại phải xét đến độ cứng của nó. Tùy theo trạng thái chịu lực, độ cứng của phần tử đàn hồi được chia ra độ cứng xoắn cho các khâu chuyển động quay chịu mômen xoắn, độ cứng uốn cho chi tiết chịu uốn, độ cứng theo một phương nào đó trong chuyển động tịnh tiến. Quan hệ giữa lực và biến dạng có thể biểu diễn dưới hai dạng sau:

Lực = Độ cứng × Biến dạng

hoặc: Biến dạng = Lực × Độ mềm

Việc tính toán độ cứng của một chi tiết hay nhiều chi tiết ghép nối với nhau đã được trình bày trong các giáo trình như cơ học lí thuyết, sức bền vật liệu, cơ kết cấu... Dưới đây chỉ nhắc lại việc tính toán một số chi tiết điển hình hay gặp trong tính toán động lực học máy.

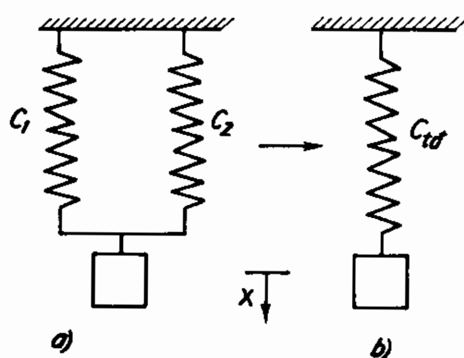
a) Độ cứng của lò xo thép:

Như đã biết, độ cứng của lò xo trong thép được xác định như sau:

$$C = \frac{G.d^4}{8n.D^3} \tag{6.8}$$

Với: G - môđun trượt của thép, $G = 7{,}9.10^{10}$ N/m^2 ;
d - đường kính dây lò xo, m;
n - số vòng lò xo làm việc;
D - đường kính lò xo, m.

Trong thực tế lò xo có thể nối với nhau thành hệ nhiều lò xo. Trong trường hợp đó phải thực hiện tính toán lò xo thay thế tương đương (còn gọi là tính toán độ cứng quy đổi). Nguyên tắc chung khi xác định độ cứng của lò xo thay thế tương đương là thế năng của các lò xo được thay thế phải bằng thế năng do lò xo thay thế sinh ra. Thực tế hai hệ nối lò xo thường gặp nhất là hệ mắc song song và hệ mắc nối tiếp.



***Hình 6.3:** Hệ hai lò xo mắc song song*

Trong trường hợp hai lò xo mắc song song (hình 6.3) ta có:

$$F = C_1x + C_2x = C_{td}x$$

Suy ra:
$$C_{td} = C_1 + C_2 \tag{6.9}$$

Trong đó: C_1, C_2 - độ cứng hai lò xo thành phần;
C_{td} - độ cứng tương đương.

Nếu hệ có n lò xo mắc song song ta có:

$$C_{tđ} = \sum_{1}^{n} C_i \qquad (6.10)$$

Trong đó : C_i - độ cứng của lò xo thứ i trong hệ.

Một cách tương tự khi hai lò xo mắc nối tiếp (hình 6.4) ta có:

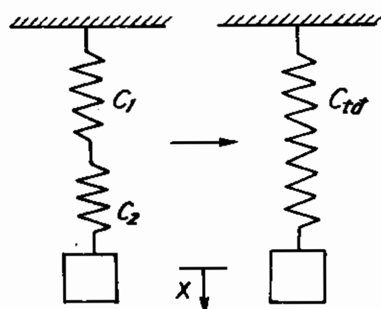
$$F = C_1x_1 + C_2x_2 = C_{tđ}x \qquad (6.11)$$

Và $$x = x_1 + x_2 \qquad (6.12)$$

Suy ra: $$\frac{1}{C_{tđ}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} \qquad (6.13)$$

Nếu có n lò xo mắc nối tiếp ta có:

$$\frac{1}{C_{tđ}} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{C_i} \qquad (6.14)$$



Hình 6.4: Hệ hai lò xo mắc nối tiếp

Bảng 6.1 nêu công thức tính độ cứng tương đương cho một số hệ đàn hồi.

Bảng 6.1. Độ cứng tương đương

Số TT	Sơ đồ	Độ cứng tương đương $C_{tđ}$
1	D	$\frac{G.d^4}{8n.D^3}$ d - đường kính dây lò xo; D - đường kính lò xo; G - môđun trượt; n - số vòng lò xo.
2	C_1 C_2 C_1 C_2	$C_1 + C_2$
3	C_1 C_2	$\frac{C_1.C_2}{C_1 + C_2}$

Bảng 6.1. (tiếp theo)

Số TT	Sơ đồ	Độ cứng tương đương C_{td}
4	*l*	$\frac{3EI}{l^3}$
5	*a*, *b*	$\frac{3EI(a+b)}{a^2.b^2}$
6	*a*, *b*	$\frac{12EI(a+b)^3}{a^3.b^2.(3a+4b)}$
7	*a*, *b*	$\frac{3EI(a+b)^3}{a^3.b^3}$
8	*l*, *b*	$\frac{3EI}{(b+l).b^2}$
9	*l*, *b*	$\frac{12EI}{(4b+3l).b^2}$
10	*y*, *l*, N_x	$\frac{\alpha^2 EI}{\alpha l ch\alpha l - sh\alpha l}$; $\alpha = \sqrt{\frac{N_x}{EI}}$
11	*y*, *l*, N_x	$\frac{\alpha^2.EI.sh\alpha l}{l(\alpha l ch\alpha l - sh\alpha l)}$; $\alpha = \sqrt{\frac{N_x}{EI}}$

b) Độ cứng phần tử đàn hồi bằng cao su

Khác với phần tử đàn hồi bằng kim loại, biến dạng của cao su phụ thuộc vào chất lượng, tải trọng, hình dáng hình học vào tần số kích động và vào thời gian. Như thế thực chất quan hệ giữa biến dạng và lực là hàm phi tuyến, song trong thực tế, một cách gần đúng thường vẫn xem quan hệ này là tuyến tính để tính toán các phần tử đàn hồi từ cao su.

Đại lượng đặc trưng chủ yếu của cao su là môđun trượt G. Nó phụ thuộc vào độ cứng Shore (hình 6.5).

Sự phụ thuộc của môđun trượt G vào độ cứng, quan hệ giữa môđun trượt G và độ cứng Shore thường được thí nghiệm tại nhà máy sản xuất.

Do đặc điểm nêu trên, việc tính toán độ cứng của đệm cao su chỉ mang tính gần đúng, để có giá trị chính xác phải tiến hành thực nghiệm.

Do độ cứng của cao su phụ thuộc vào tần số, nên khi xác định độ cứng tĩnh, giá trị độ cứng thực tế của cao su khi làm việc được tính theo công thức sau:

$$C_đ = C_t.k_đ \qquad (6.15)$$

Trong đó:

$C_đ$ - độ cứng động lực;

C_t - độ cứng tĩnh;

$k_đ$ - hệ số động lực (hình 6.5).

Trong trường hợp cao su chịu nén, giá trị độ cứng tĩnh C_t được tính gần đúng như sau (hình 6.6):

$$C_t = \frac{A.E}{h} \qquad (6.16)$$

Trong đó:

A - diện tích chịu lực, m^2;

E - môđun đàn hồi, N/m^2;

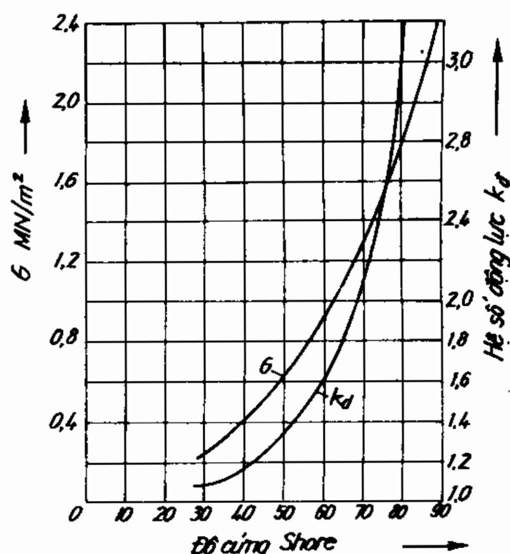
h - chiều cao đệm, m.

Giá trị của E phụ thuộc vào hệ số hình dáng k_E và độ cứng Shore (hình 6.7).

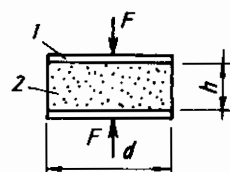
$$k_E = \frac{\pi d^2}{4.\pi d\, h} = \frac{d}{4h} \qquad (6.17)$$

c) Độ cứng xoắn

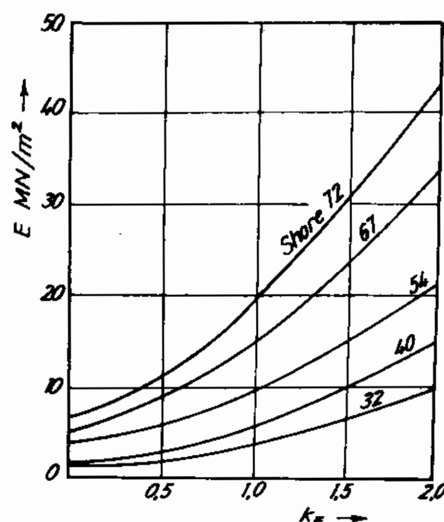
Trong kĩ thuật nhiều chi tiết máy chịu mômen xoắn như trục, bánh răng, bánh



Hình 6.5: *Sự phụ thuộc của môđun trượt và hệ số động lực vào độ cứng Shore*



Hình 6.6: *Đệm cao su chịu nén*
1. Kim loại ; 2. Cao su.



Hình 6.7: *Sự phụ thuộc của môđun đàn hồi vào k_E*

đai... mà trong nhiều trường hợp (đặc biệt khi số vòng quay cao, tải trọng lớn) khi tính toán phải kể đến biến dạng xoắn.

Với trục trơn, độ cứng được tính như sau:

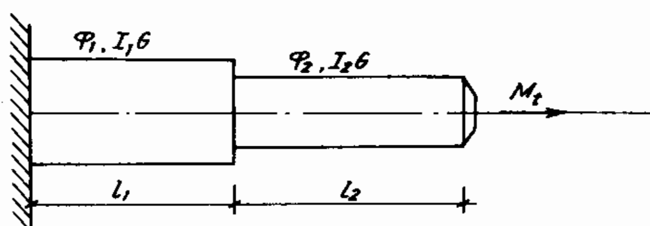
$$C = G \cdot \frac{I}{l} \tag{6.18}$$

Trong đó:

G - môđun trượt, $G = 8.10^{10}$ N/m^2;

I - mômen quán tính độc cực tiết diện tròn, $I = \frac{\pi d_p^2}{32}$, m^2;

l - chiều dài, m.



Hình 6.8: Độ cứng trục bậc

Với trục bậc (hình 6.8) ta có: $\varphi_\Sigma = \varphi_1 + \varphi_2 = \frac{M_t}{C_{td}} = \frac{M_{t1}}{C_1} + \frac{M_{t2}}{C_2}$ (6.19)

Do $M_{t1} = M_{t2}$ ta có:

$$\frac{1}{C_{td}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2}$$

Hay $$C_{td} = \frac{C_1.C_2}{C_1 + C_2}$$

Với các bộ truyền việc tính toán độ cứng khá phức tạp và đã được trình bày trong các tài liệu chuyên môn, ví dụ |1| nên không nêu ở đây.

6.2.4. Các giả thiết khi tính toán giá trị giảm chấn

Trong hệ dao động, giảm chấn có tác dụng tiêu hao năng lượng, cản trở chuyển động. Trong động lực học máy thường giá trị giảm chấn các mô hình là nhỏ, song trong một số trường hợp với mục đích dập tắt nhanh dao động có thể dùng phân tử giảm chấn đặc biệt.

Người ta phân biệt lực giảm chấn ngoài do các lực ma sát hoặc do sức cản thủy khí và giảm chấn trong do biến dạng các vật liệu sinh ra.

Nếu gọi lực giảm chấn là F_D thì:

- Nếu lực giảm chấn chỉ phụ thuộc vào vận tốc mà không phụ thuộc dấu của nó (lực cản nhớt) ta có:

$$F_D = b_1.\dot{q} \tag{6.20}$$

- Trong trường hợp ma sát khô ta có:

$$F_D = b_o . \frac{\dot{q}}{|\dot{q}|} \tag{6.21}$$

Trường hợp lực giảm chấn phụ thuộc vào biên độ và tần số ta có:

$$F_D = \frac{b_2.\dot{q}}{\omega} \tag{6.22}$$

Các hệ số b_1, b_o, b_2 thường được xác định bằng thực nghiệm, chỉ trong một số trường hợp mới có biểu thức gần đúng bằng giải tích.

Trong các phương trình mô tả chuyển động lực giảm chấn hay dùng hơn cả là lực cản nhớt và được thể hiện qua hệ số giảm chấn v.

$$v = \frac{b}{2.m.\omega_o} = \frac{\delta}{\omega_o} = \frac{b}{2\sqrt{c.m}} \tag{6.23}$$

với: $\delta = \frac{b}{2m}$; $\omega_o = \sqrt{\frac{c}{m}}$

Trong đó : c - độ cứng của phần tử đàn hồi;
m - khối lượng chuyển động;
ω_o - tần số riêng.

Bảng 6.2. Số giảm chấn v cho một số vật liệu và kết cấu xây dựng

Tên	v
Thép độ cứng cao	0,0014
Thép xây dựng - thép CTM	0,0008
Gang	0,02
Gỗ	0,01
Cao su tự nhiên	0,05
Cầu thép	0,014
Tường gạch	0,008
Móng khối	0,06

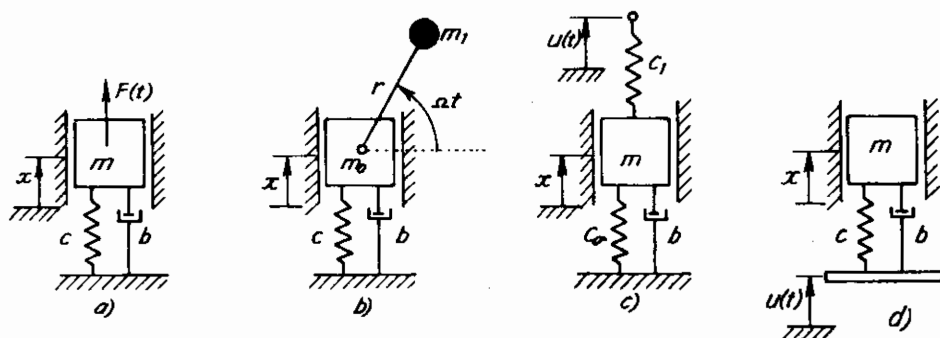
6.2.5. Khái niệm về phần tử kích động

Trong mô hình tính toán động lực học phần tử kích động chính là phần tử cung cấp năng lượng cho hệ chuyển động và được thể hiện qua hàm số của lực kích động.

Trong thực tế có nhiều dạng hàm kích động khác nhau, song trong động lực học máy thường gặp hai dạng chính là hàm kích động có chu kì và hàm kích động không có chu kì.

Hàm kích động có chu kì lại có thể phân thành hàm kích động điều hòa và hàm kích động không điều hòa.

Hình 6.9 trình bày một số mô hình kích động điều hòa thường gặp trong kĩ thuật.



Hình 6.9: *Mô hình kích động điều hòa*

Hình 6.9a là hệ dao động có hàm kích động là lực F(t) với:

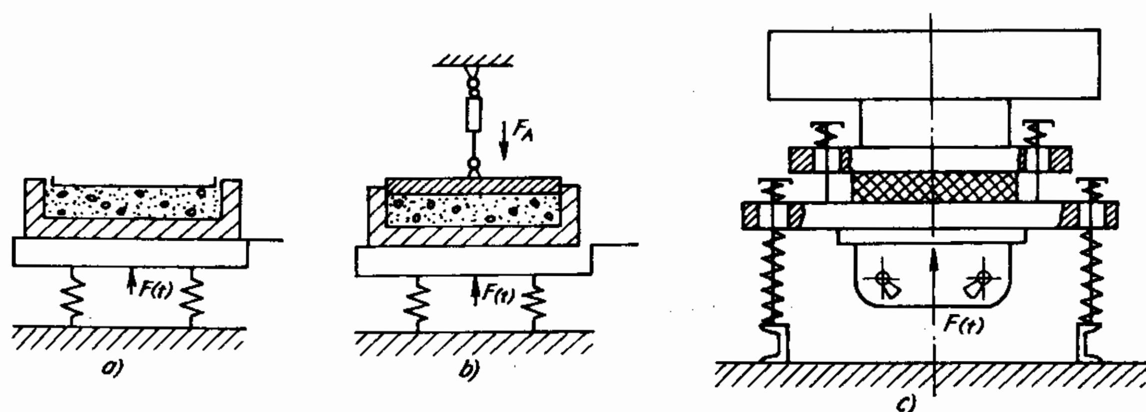
$$F(t) = \hat{F}.\sin\omega t \tag{6.24}$$

Mô hình này dùng khi tính móng máy hoặc thiết bị rung được kích động bằng thủy lực, khí, điện.

Hình 6.9b trình bầy mô hình động lực học có hàm kích động li tâm:

$$F(t) = m_1.r.\omega.^2\sin\omega t \tag{6.25}$$

Mô hình này dùng để tính toán động lực học cho các máy rung có kích động bằng quả văng như các bàn rung, dầm mặt, dầm dùi, lu rung, nghiền rung, sàng rung... (hình 6.10).



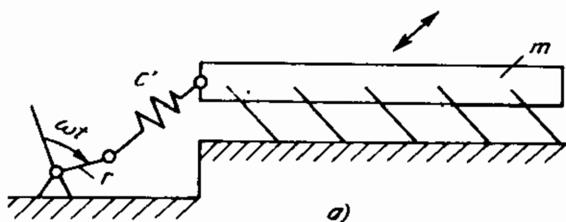
Hình 6.10: *Mô hình bàn rung*

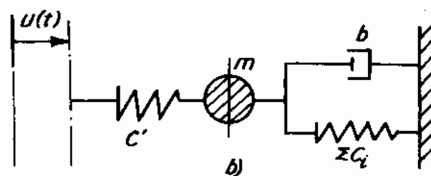
a) Bàn rung ; b) Bàn rung ép ; c) Bàn va rung.

Hình 6.9c trình bày hệ dao động có hàm kích động là lực đàn hồi với:

$$F(t) = C'.\hat{u}.\sin\omega t \qquad (6.26)$$

Mô hình này có thể dùng để nghiên cứu máy vận chuyển rung (hình 6.11).





Hình 6.11: Mô hình máy vận chuyển rung a) Sơ đồ, b) Mô hình cơ học.

Mô hình 6.9d là mô hình có hàm kích động là hàm của quãng đường hay còn gọi là kích động động học với:

$$F(t) = C.u(t) + b.\dot{u}(t) \qquad (6.27)$$

hay: $F(t) = (C.\sin\omega.t + b\omega.\cos\omega t).\hat{u}$

Mô hình này dùng để tính ảnh hưởng của dao động đến các công trình, tính giảm chấn cho xe nếu coi phổ nhấp nhô của đường là hàm điều hòa.

Hàm kích động không điều hòa có chu kỳ như đã biết có thể coi gần đúng là tổng các hàm điều hòa nhờ phép phân tích chuỗi Fourier.

Giả sử hàm F(t) là hàm có chu kì T, khi đó có thể khai triển hàm F(t) thành chuỗi Fourier.

$$F(t) = a_o + \sum_{k=1}^{n} a_k.\cos(k\omega t) + \sum_{k=1}^{n} b_k.\sin.(k\omega t) \qquad (6.28)$$

Trong đó: $\omega = \frac{2\pi}{T}$ và gọi là tần số cơ bản của lực kích động;

với:
$$a_o = \frac{1}{T}\int_o^T F(t)dt \qquad (6.29)$$

$$a_K = \frac{2}{T}\int_o^T F(t)\cos(k\omega t)dt \qquad (6.30)$$

$$b_K = \frac{2}{T}\int_o^T F(t)\sin(k\omega t)dt \qquad (6.31)$$

Dễ thấy rằng nếu F(t) là hàm chẵn thì $b_K = 0$, còn nếu F(t) là hàm lẻ thì $a_o = a_K = 0$. Bảng 6.3 nêu kết quả khai triển Fourier của một số hàm số hay gặp.

Bảng 6.3. Kết quả khai triển chuỗi Fourier một số hàm số

TT	Đồ thị hàm	Hàm	Hệ số	Chuỗi
1		$f(\varphi) = \frac{h}{\pi}\varphi$ $-\pi < \varphi < \pi$	$a_0 = 0; \quad a_k = 0$ $b_k = \pm\frac{2h}{k\pi};\ k = \begin{cases}1; 3; 5;...\\2; 4; 6;...\end{cases}$	$f(\varphi) = \frac{2h}{\pi}\left(\sin\varphi - \frac{1}{2}\sin2\varphi + \frac{1}{3}\sin3\varphi - ...+...\right)$
2		$f(\varphi) = \begin{cases}\frac{2h}{\pi}\varphi; & -\frac{\pi}{2} \le \varphi \le \frac{\pi}{2}\\ \frac{2h}{\pi}(\pi-\varphi); & \frac{\pi}{2} \le \varphi \le \frac{3\pi}{2}\end{cases}$	$a_0 = 0;\ a_k = 0$ $b_2 = b_4 = b_6 = ... = 0$ $b_k = \pm\frac{8h}{k^2\pi^2};\ k = \begin{cases}1; 5; 9;...\\3; 7; 11;...\end{cases}$	$f(\varphi) = \frac{8h}{\pi^2}\left(\sin\varphi - \frac{1}{3^2}\sin3\varphi + \frac{1}{5^2}\sin5\varphi - ...\right)$
3		$f(\varphi) = h.\lvert\sin\varphi\rvert$	$b_k = 0;\ a_1 = a_3 = a_5 = ... = 0$ $a_0 = \frac{2h}{\pi};\ a_k = \frac{4h}{\pi(k^2-1)}$ $k = 2; 4; 6; ...$	$f(\varphi) = \frac{4h}{\pi}\left(\frac{1}{2} - \frac{1}{1.3}\cos2\varphi - \frac{1}{3.5}\cos4\varphi - \frac{1}{5.7}\cos6\varphi - ...\right)$
4		$f(\varphi) = \begin{cases}h.\sin\varphi; & 0 \le \varphi \le \pi\\ 0; & \pi \le \varphi \le 2\pi\end{cases}$	$a_1 = a_3 = ... = 0;\ a_0 = \frac{h}{\pi}$ $b_k = 0;\ k \ne 1;\ b_1 = \frac{h}{2}$ $a_k = -\frac{2h}{\pi(k^2-1)};\ k = 2; 4; 6$	$f(\varphi) = \frac{h}{\pi} + \frac{h}{2}\sin\varphi - \frac{2h}{\pi}\left(\frac{1}{1.3}\cos2\varphi + \frac{1}{3.5}\cos4\varphi + ...\right)$
5		$f(\varphi) = \begin{cases}h; & -\frac{\varphi_1}{2} \le \varphi \le \frac{\varphi_1}{2}\\ 0; & \frac{\varphi_1}{2} \le \varphi \le \left(2\pi - \frac{\varphi_1}{2}\right)\end{cases}$	$a_0 = \frac{h_{\varphi 1}}{2\pi};\ b_k = 0$ $a_k = \frac{2h}{k\pi}\sin k\frac{\varphi_1}{2}$	$f(\varphi) = \frac{h\varphi_1}{2\pi} + \frac{2h}{\pi}\left(\sin\frac{\varphi_1}{2}\cos\varphi + \frac{1}{2}\sin\varphi\cos2\varphi + \frac{1}{3}\sin\frac{3\varphi_1}{2}\cos3\varphi + ...\right)$
6		Nr. 7 mit $\varphi_1 \to 0;\ h \to \infty$ $h\varphi \to J$ (endlicher Wert)	$a_0 = \frac{J}{2\pi}$ $a_k = \frac{J}{\pi}$	$f(\varphi) = \frac{J}{2\pi} + \frac{J}{\pi}\left(\cos\varphi + \cos2\varphi + \cos3\varphi + ...\right)$

Chương 7

ĐẠI CƯƠNG VỀ DAO ĐỘNG CƠ HỌC

§7.1. KHÁI NIỆM - PHÂN LOẠI

7.1.1. Hệ dao động và phân loại

Như đã biết hệ dao động gồm các phần tử sau :

- Phần tử khối lượng
- Phần tử đàn hồi
- Phần tử cản
- Phần tử kích động

Trong thực tế các phần tử này rất đa dạng và được thể hiện qua các thông số đặc trưng cụ thể (xem chương 6).

Có nhiều cách phân loại khác nhau tùy theo quan điểm khi phân loại như theo số bậc tự do, theo phương trình mô tả chuyển động, theo trạng thái của hệ, dưới đây chỉ xin nhắc lại một cách tóm tắt, cách phân loại hệ dao động.

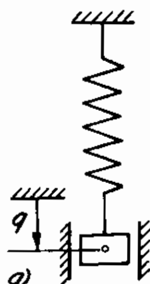
7.1.2. Phân loại hệ dao động theo bậc tự do

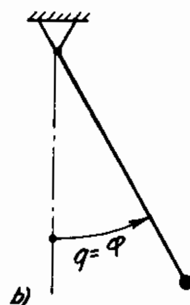
Số bậc tự do của một hệ chuyển động chính là số tọa độ tổng quát để xác định hoàn toàn chuyển động của nó.

Theo số bậc tự do hệ dao động được phân thành hệ hữu hạn bậc tự do và hệ vô hạn bậc tự do.

Trong hệ hữu hạn bậc tự do được phân ra hệ dao động một bậc tự do và nhiều bậc tự do.

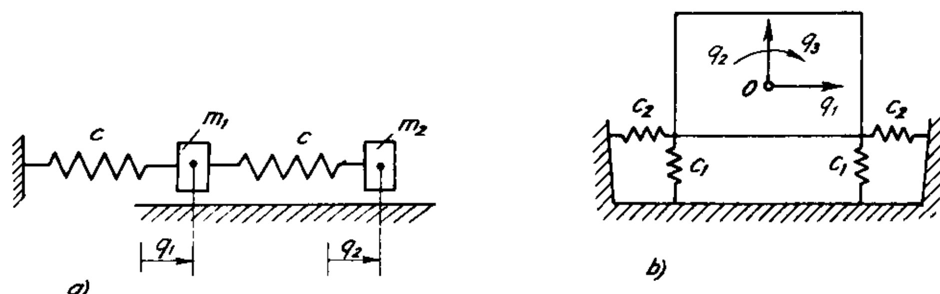
Hình 7.1a là mô hình dao động thẳng một bậc tự do ; còn trên hình 7.1b biểu thị hệ dao động lắc một bậc tự do.





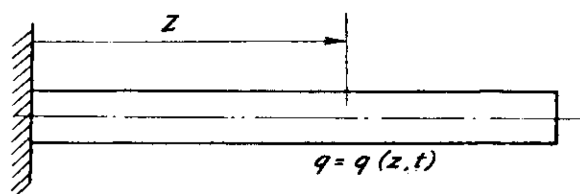
Hình 7.1: Dao động hệ một bậc tự do

Hình 7.2 là mô hình biểu diễn hệ dao động nhiều bậc tự do, trong đó hình 7.2a là hệ dao động thẳng hai bậc tự do, hình 7.2b là hệ dao động của móng - máy có bậc tự do bằng 3.



Hình 7.2: Hệ dao động nhiều bậc tự do

Ví dụ đơn giản của hệ dao động vô hạn bậc tự do là dao động của dầm (hình 7.3) có ngàm một đầu với khối lượng phân bố và đàn hồi.



Hình 7.3: Hệ dao động vô hạn bậc tự do

7.1.3. Theo đặc điểm phương trình hoặc hệ phương trình vi phân

Theo đặc điểm phương trình mô tả chuyển động hệ dao động được phân ra thành hệ tuyến tính và hệ phi tuyến.

Hệ dao động tuyến tính là hệ mà phương trình (hệ phương trình) mô tả chuyển động của nó là hệ phương trình vi phân tuyến tính , ngược lại được gọi là phi tuyến.

Như đã biết trong toán học việc giải phương trình vi phân tuyến tính đơn giản hơn nhiều so với hệ phi tuyến. Trong hệ phương trình vi phân tuyến tính cho phép cộng nghiệm và về nguyên tắc có thể tìm nghiệm dưới dạng giải tích, trái lại với hệ phi tuyến nói chung chỉ có thể giải gần đúng.

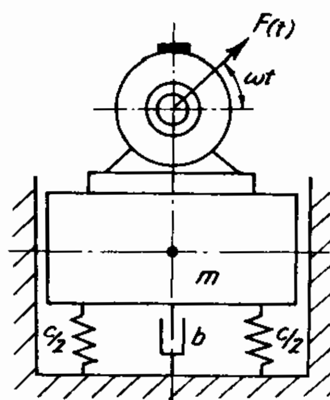
Trong thực tế hệ dao động thường là hệ phi tuyến, tuy nhiên khi nghiên cứu dao động thường được giả thiết chỉ nghiên cứu dao động nhỏ quanh trạng thái cân bằng ổn định. Do giả thiết trên nên trong nhiều trường hợp chỉ cần giữ nguyên trong các biểu thức tọa độ và vận tốc suy rộng những số hạng cấp thấp và bỏ qua những số hạng cấp cao mà không mắc sai số lớn, từ đó có thể đưa phương trình vi phân phi tuyến thành phương trình vi phân tuyến tính.

7.1.4. Theo trạng thái hệ

Theo trạng thái, hệ dao động được phân thành hệ dao động tự do và hệ dao động cưỡng bức.

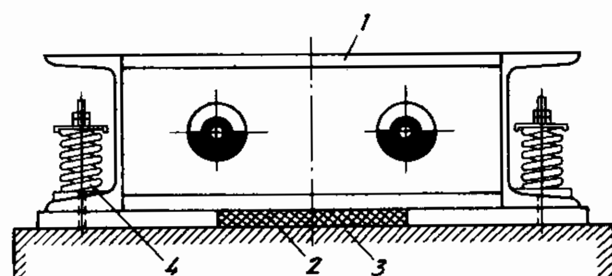
Hệ dao động tự do là dao động không chịu lực kích động trong quá trình chuyển động, ngược lại là hệ dao động cưỡng bức. Hình 7.1, 7.2, 7.3 là các ví dụ hệ dao động tự do. Hình 7.4 là hệ dao động cưỡng bức.

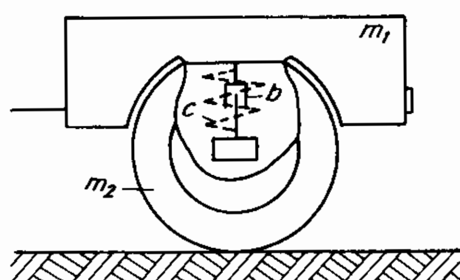
Trong hệ dao động tự do còn có thể chia ra dao động tự do có cản hoặc không cản và tùy theo lực cản chia ra dao động tự do có cản ma sát nhớt, khô...

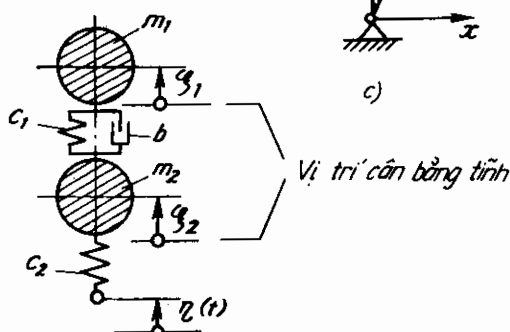


***Hình 7.4:** Dao động cưỡng bức một bậc tự do*

Ngoài cách phân loại trên đây trong thực tế còn có nhiều cách phân loại khác nữa và do đó còn gặp nhiều hệ dao động khác như va rung (hình 7.5a) hệ dao động ngẫu nhiên (hình 7.5b), hệ dao động thông số (hình 7.5c), hệ tự dao động...







***Hình 7.5:** Các hệ dao động*

***a)** 1. Bàn, 2. Đệm đàn hồi chịu va đập ; 3. Nền ; 4. Phần tử đàn hồi.*

***b)** m_1, m_2 – Khối lượng rơmoóc ; bánh xe; C_1, C_2 – Phần tử đàn hồi ;*

b– Phần tử giảm chấn ; ξ_1 , ξ_2 –Tọa độ tổng quát ; $\eta(t)$– Hàm kích động ngẫu nhiên.

***c)** $F(t)$– Hàm kích động ; y, x – Tọa độ tổng quát.*

Chú ý rằng sự phân loại các hệ dao động được trình bày ở trên theo nguyên tắc độc lập nhau vì vậy một hệ khi được khảo sát cần phải xem xét cụ thể.

§7.2. PHƯƠNG PHÁP THIẾT LẬP PHƯƠNG TRÌNH CHUYỂN ĐỘNG

Có nhiều phương pháp để thiết lập phương trình chuyển động miêu tả hệ khảo sát, như phương pháp lực, phương pháp biến dạng, dùng phương trình Lagrange loại II...

Việc chọn phương pháp nào để thiết lập phương trình chuyển động phụ thuộc cấu trúc của hệ khảo sát. Đối với các hệ rời rạc, thuận tiện nhất là dùng phương trình Lagrange loại II.

Phương trình Lagrange loại II được viết như sau:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k}\right) - \frac{\partial L}{\partial q_k} + \frac{\partial \phi}{\partial \dot{q}_k} = F(t) \qquad (7.1)$$

$k = 1, 2, ..., n$

Trong đó: $L = T - U.$ - Hàm Lagrange

$$T = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n}\sum_{k=1}^{n} a_{ik}\dot{q}_i\dot{q}_k \quad \text{- Hàm động năng} \qquad (7.2)$$

$$U = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n}\sum_{k=1}^{n} c_{ik}q_i q_k \quad \text{- Hàm thế năng} \qquad (7.3)$$

$$\phi = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n}\sum_{k=1}^{n} b_{ik}\dot{q}_i\dot{q}_k \quad \text{- Hàm hao tán} \qquad (7.4)$$

q_k, $F(t)$: tọa độ suy rộng và lực suy rộng

Nếu viết dưới dạng ma trận ta có:

$$\mathbf{T} = \frac{1}{2}\dot{\mathbf{q}}^T\mathbf{A}\dot{\mathbf{q}} \qquad (7.5)$$

$$\phi = \frac{1}{2}\dot{\mathbf{q}}^T\mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} \qquad (7.6)$$

$$U = \frac{1}{2}\mathbf{q}^T\mathbf{C}\mathbf{q} \qquad (7.7)$$

$$\mathbf{q}^T = [\dot{q}_1, q_2 \ldots q_u]^T \qquad (7.8)$$

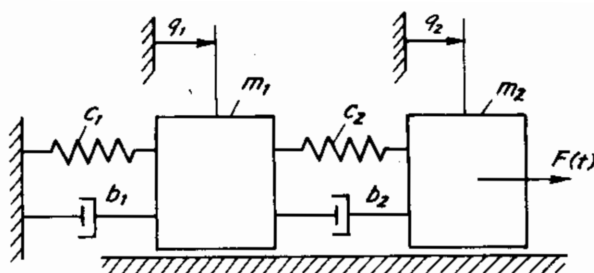
$$\mathbf{A} = (a_{ik}) = [a_{ik}] \qquad (7.9)$$

$$\mathbf{B} = (b_{ik}) = [b_{ik}] \qquad (7.10)$$

$$\mathbf{C} = (c_{ik}) = [c_{ik}] \qquad (7.11)$$

$$\mathbf{F} = [f_1, f_2 \ldots f_n]^T$$

Ví dụ: Lập phương trình chuyển động của hệ dao động có mô hình được miêu tả ở hình 7.6 với lực cản phụ thuộc vào vận tốc $F_C = b\dot{q}$.



Hình 7.6: Hệ dao động hai bậc tự do

Từ mô hình ta có:

$$T = \frac{1}{2}(m_1\dot{q}_1^2 + m_2\dot{q}_2^2)$$

$$U = \frac{1}{2}c_1q_1^2 + \frac{1}{2}(q_2 - q_1)^2$$

$$L = \frac{1}{2}[m_1\dot{q}_1^2 + m_2\dot{q}_2^2 - c_1q_1^2 - c_2(q_2 - q_1)^2]$$

$$\phi = \frac{1}{2}b_1\dot{q}_1^2 + \frac{1}{2}b_2(\dot{q}_2 - \dot{q}_1)^2$$

$$\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1}\right) = m_1\dot{q}_1 \; ; \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{d\dot{q}_1}\right) = m_1\ddot{q}_1 \tag{7.12}$$

$$\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2}\right) = m_2\dot{q}_2 \; ; \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2}\right) = m_2\ddot{q}_2 \tag{7.12a}$$

$$\frac{\partial L}{\partial q_1} = -c_1q_1 + c_2(q_2 - q_1) \tag{7.13}$$

$$\frac{\partial L}{\partial q_2} = -c_2(q_2 - q_1) \tag{7.13a}$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \dot{q}_1} = b_1\dot{q}_1 - b_2(\dot{q}_2 - \dot{q}_1) \tag{7.14}$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \dot{q}_2} = b_2(\dot{q}_2 - \dot{q}_1) \tag{7.14a}$$

Phương trình có dạng:

$$m_1\ddot{q}_1 + (b_1 + b_2)\dot{q}_1 - b_2\dot{q}_2 + (c_1 + c_2)q_1 - c_2q_2 = 0$$
$$m_2\ddot{q}_2 - b_2\dot{q}_1 + b_2\dot{q}_2 - c_2q_1 + c_2q_2 = F(t)$$

Hay viết dưới dạng ma trận có:

$$\mathbf{A\ddot{q}} + \mathbf{B\dot{q}} + \mathbf{Cq} = \mathbf{F(t)} \tag{7.15}$$

với: $\mathbf{A} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}$; $\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_1 + b_2 & -b_2 \\ -b_2 & b_2 \end{bmatrix}$

$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} C_1 + C_2 & -C_2 \\ -C_2 & C_2 \end{bmatrix}$; $\mathbf{q} = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix}$;

$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} 0 \\ F(t) \end{bmatrix}$

§7.3. DAO ĐỘNG TUYẾN TÍNH HỆ MỘT BẬC TỰ DO

7.3.1. Dao động tự do không lực cản

Hình 7.7 miêu tả hệ dao động một bậc tự do không cản.

Áp dụng phương trình Lagrange loại 2 ta có:

$$T = \frac{1}{2} m.\dot{q}^2 ; \quad (7.16)$$

$$U = \frac{1}{2} .c.q^2 - m.g.q ;$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}}\right) = m.\ddot{q} ;$$

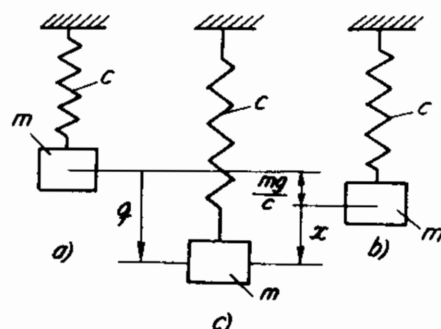
$$\frac{\partial L}{\partial q} = -c.q + m.g ;$$

suy ra: $m.\ddot{q} + c.q = m.g;$ (7.17)

Gọi: $q_o = \dfrac{mg}{c}$; (7.18)

và: $x = q - q_o$;

suy ra: $m\ddot{x} + cx = 0$; (7.19)



Hình 7.7: Hệ một bậc tự do không cản a) Trạng thái ban đầu ; b) Trạng thái cân bằng tĩnh ; c) Trạng thái chuyển động.

Nghiệm của phương trình có dạng:

$$x = A\sin(\omega_0 t + \alpha) ; \quad (7.20)$$

ta có

$$\dot{x} = A\omega_0\cos(\omega_0 t + \alpha); \quad (7.21)$$

$$\ddot{x} = -A\,\omega_0^2 \sin(\omega_0 t + \alpha) \quad (7.22)$$

với A, α là 2 hằng số tùy ý phụ thuộc vào điều kiện đầu.

Cũng có thể viết phương trình (7.20) dưới dạng khác như sau:

$$x = B.\cos\omega_0 t + C.\sin\omega_0 t$$

Với: $$B = A.\sin\alpha \quad (7.23)$$

$$C = A.\cos\alpha \Rightarrow tg\alpha = \frac{B}{C} \text{ hay } A = \sqrt{B^2 + C^2} \quad (7.24)$$

Giả sử tại: $t = 0$ có $x = x_o$; $\dot{x} = \dot{x}_o$ ta có:

$$B = x_o \text{ ; } C = \frac{\dot{x}_o}{\omega_o}$$

$$A = \sqrt{x_o^2 + \frac{\dot{x}_o^2}{\omega_o}}$$

$$tg\alpha = \frac{x_o\omega_o}{\dot{x}_o}$$

Từ (7.20) thấy ngay rằng x là một hàm điều hòa có chu kì:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_o} \quad (7.25)$$

Và tần số : $$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega_o}{2\pi} \quad (7.26)$$

Chính vì vậy dao động tự do không cản còn được gọi là dao động điều hòa.

7.3.2. Dao động tự do có cản nhớt

Hình 7.8 trình bày hệ dao động tự do có cản nhớt.

Giả thiết rằng lực cản $F_D = b\dot{q}$ ta có:

$$T = \frac{1}{2} m.\dot{q}^2 \quad (7.27)$$

$$U = \frac{1}{2} c.q^2 \quad (7.28)$$

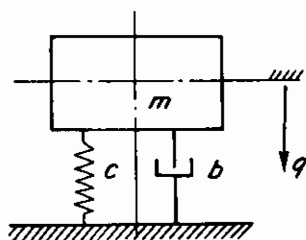
$$F = \frac{1}{2} b.\dot{q}^2 \quad (7.29)$$

$$L = \frac{1}{2}(m\dot{q}^2 - cq^2) \quad (7.30)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}}\right) = m\ddot{q}$$

$$\frac{\partial L}{\partial q_k} = - cq$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \dot{q}_k} = b\dot{q}$$



Hình 7.8: Hệ dao động một bậc tự do có cản nhớt

Phương trình chuyển động của hệ có dạng:

$$m\ddot{q} + b\dot{q} + cq = 0 \quad (7.31)$$

Do giả thiết nên các đại lượng m, c, b đều là hằng số, do đó (7.31) là phương trình vi phân tuyến tính.

Nếu gọi:
$$\frac{c}{m} = \omega_o^2 \tag{7.32}$$

$$\frac{b}{m} = 2n \tag{7.33}$$

Thì (7.31) viết dưới dạng sau:

$$\ddot{q} + 2n\dot{q} + \omega_o^2 q = 0 \tag{7.34}$$

Phương trình đặc trưng của (7.34) có dạng:

$$Z^2 + 2nZ + \omega_o^2 = 0 \tag{7.35}$$

Ta có:

$$Z_1 = -n + \sqrt{n^2 - \omega_o^2} \tag{7.36}$$

$$Z_2 = -n - \sqrt{n^2 - \omega_o^2} \tag{7.37}$$

Nghiệm (7.36) và (7.37) có thể thực hoặc phức tùy theo giá trị của $\sqrt{n^2 - \omega_o^2}$, nói khác đi tùy theo giá trị của lực cản $n = \frac{b}{2m}$. Để có thể nhận xét nghiệm của (7.34) ta phân tích nghiệm (7.36), (7.37) thành các trường hợp sau:

Trường hợp lực cản nhỏ: $n^2 < \omega_o^2$

Gọi:
$$k = \sqrt{\omega_o^2 - n^2} \text{ và } i = \sqrt{-1} \tag{7.38}$$

Ta có:
$$Z_1 = -n + ik \tag{7.39}$$

$$Z_2 = -n - ik \tag{7.40}$$

Theo lí thuyết phương trình vi phân ta có:

$$q_1 = B_1 e^{(-n+ik)t} \ ; \ q_2 = C_1 e^{(-n-ik)t} \tag{7.41}$$

và:
$$q = q_1 + q_2 = B_1 e^{(-n+ik)t} + C_1 e^{(-n-ik)t} \tag{7.42}$$

Theo Euler

$$e^{ikt} = \cos kt + i\sin kt \tag{7.43}$$

$$e^{-ikt} = \cos kt - i\sin kt \tag{7.44}$$

Nên:

$$q = e^{-nt}[(B_1 + C_1)\cos kt - i(B_1 - C_1)\sin kt] \tag{7.45}$$

Hay:

$$q = e^{-nt}(B\cos kt + C\sin kt) \tag{7.46}$$

Với:

$$B = B_1 + C_1 \tag{7.47}$$
$$C = -B_1 + C_1$$

Đặt: $B = A\sin\beta$

$$C = A\cos\beta \quad (7.48)$$

Ta có: $$\text{tg}\beta = \frac{B}{C}$$

$$q = e^{-nt}A\sin(kt + \beta) \quad (7.49)$$

Với giả thiết tại: $t = 0$ có $q = q_o$; $\dot{q} = \dot{q}_o$ ta có:

$$\text{tg}\beta = \frac{q_o k}{nq_o + \dot{q}_o} \quad (7.50)$$

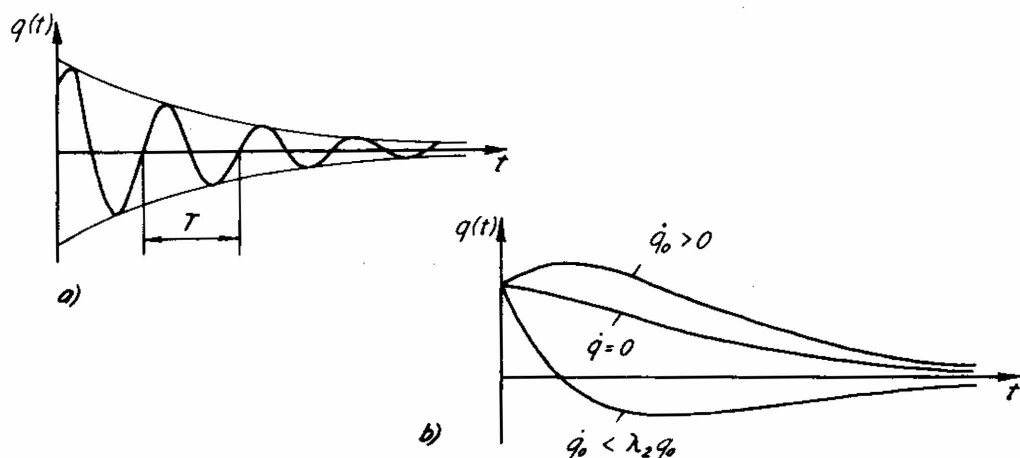
Từ (7.49) ta có nhận xét sau:

- Khi dao động tự do không cản, chu kì dao động $T_o = \dfrac{2\pi}{\omega_o}$, khi có cản chu kì này là $T_1 = \dfrac{2\pi}{k}$, do $k < \omega_o$ nên $T_1 > T_o$. Nói khác đi ma sát nhớt có tác dụng kéo dài chu kì dao động. Sự kéo dài này không đáng kể nếu lực cản nhỏ.

- Số hạng Ae^{-nt} quy ước gọi là biên độ dao động của hệ khi có cản. Nó giảm dần theo thời gian theo quy luật hàm số mũ và tiệm cận tới không, do đó gọi là dao động tắt dần (hình 7.9).

- Từ (7.49) thấy ngay q đổi dấu một cách tuần hoàn có nghĩa là hệ qua vị trí cân bằng sau một khoảng thời gian như nhau. Khoảng thời gian này gọi là chu kì chuyển động. Thực ra đây là chu kì quy ước vì sau mỗi chu kì biên độ chuyển động đã khác nhau một lượng Δq, điều này khác hẳn với dao động tự do.

Ta có: $$T_1 = \frac{2\pi}{k} = \frac{2\pi}{\sqrt{\omega_o^2 - n^2}} = \frac{2\pi}{\omega_o\sqrt{1 - \dfrac{n^2}{\omega_o^2}}} = T_o\frac{1}{\sqrt{1 - \dfrac{n^2}{\omega_o^2}}}$$



Hình 7.9: *Quy luật chuyển động*
a) $n < \omega_o$; b) $n \geq \omega_o$

- Nếu gọi:

$$\psi = \frac{Ae^{-nt}}{Ae^{-n(t+T_1)}} = e^{+nT_1} \quad (7.51)$$

Ta thấy ngay biên độ dao động giảm nhanh, do đó ψ gọi là hệ số tất dần và đặc trưng cho độ giảm biên độ.

Trong thực tế hay dùng hệ số giảm loga δ

$$\delta = \ln\psi = nT_1$$

Khi lực cản lớn $n \geq \omega_o$:

Khi đó nghiệm của phương trình đặc trưng:

$$Z^2 + nZ + \omega_o^2 = 0$$

Có dạng: $$Z_{1,2} = -n \pm \sqrt{n^2 - \omega_o^2} = -n \pm k \quad (7.52)$$

Giá trị $Z_{1,2}$ là số thực nên suy ra:

$$q = e^{-nt}(B_1^{kt} + C_1e^{-kt}) \quad (7.53)$$

Như đã biết phương trình (7.53) không phải là phương trình dao động. Như thế khi lực cản lớn, nếu hệ bị kích động sẽ không xẩy ra dao động.

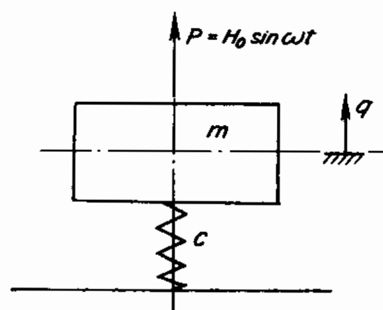
7.3.3. Dao động cưỡng bức không cản

Áp dụng phương trình Lagrange, phương trình dao động có dạng:

$$m\ddot{q} + cq = H_o.\sin\omega t \quad (7.54)$$

Hay: $$\ddot{q} + \omega_o^2.q = h.\sin\omega t \quad (7.55)$$

Với: $$h = \frac{H_o}{m}; \quad \omega_o^2 = \frac{c}{m}$$



Hình 7.10: Dao động cưỡng bức hệ một bậc tự do

Nghiệm tổng quát của (7.55) là tổng của nghiệm tổng quát phương trình thuần nhất và nghiệm riêng của phương trình không thuần nhất.

Nghiệm tổng quát phương trình thuần nhất có dạng:

$$q_1 = B.\cos\omega_o.t + C.\sin\omega_o.t$$

Đặt nghiệm riêng của (7.55) dưới dạng:

$$q_2 = A.\sin\omega t \quad (7.56)$$

$$\dot{q}_2 = A.\omega.\cos\omega t \quad (7.57)$$

$$\ddot{q}_2 = -A.\omega^2.\sin\omega t \qquad (7.58)$$

Thay vào (7.55) sau khi đồng nhất hệ số ta có:

$$A = \frac{h}{\omega_0^2 - \omega^2} \qquad (7.59)$$

Và do đó: $$q_2 = \frac{h}{\omega_0^2 - \omega^2}.\sin\omega t \qquad (7.60)$$

Nghiệm tổng quát của (7.55) có dạng:

$$q = B.\cos\omega_0 t + C.\sin\omega_0 t + \frac{h}{\omega_0^2 - \omega^2}.\sin\omega t \qquad (7.61)$$

Giả sử tại thời điểm t = 0 có:

$$q = q_o\ ;\ \dot{q} = \dot{q}_o \text{ suy ra } B = q_o \qquad (7.62)$$

$$C = \frac{\dot{q}_o}{\omega_o} - \frac{h.\omega}{\omega_o.(\omega_o^2 - \omega^2)} \qquad (7.63)$$

Do đó:

$$q = q_o\cos\omega_o t + \frac{\dot{q}_o}{\omega}\sin\omega_o t - \frac{h\omega}{\omega_o(\omega_o^2 - \omega^2)}\sin\omega_o t + \frac{h}{\omega_o^2 - \omega^2}\sin\omega t \qquad (7.64)$$

Hay: $$q = q_1 + q_2 + q_3 \qquad (7.65)$$

Với: $$q_1 = q_o\cos\omega_o t + \frac{\dot{q}_o}{\omega_o}\sin\omega_o t \qquad (7.66)$$

$$q_2 = \frac{-h\omega}{\omega_o(\omega_o^2 - \omega^2)}\sin\omega_o t \qquad (7.67)$$

$$q_3 = \frac{h}{\omega_o^2 - \omega^2}\sin\omega t \qquad (7.68)$$

Trong đó:

q_1: gọi là dao động tự do.
q_2: gọi là dao động tự do kéo theo:
q_3: dao động cưỡng bức thuần túy.

Từ (7.64) có nhận xét sau:

- Dao động cưỡng bức của hệ một bậc tự do không cản gồm 3 thành phần q_1, q_2, q_3.

- Dao động cưỡng bức xẩy ra với tần số bằng tần số lực kích động. Khác với dao động tự do có biên độ dao động phụ thuộc vào điều kiện đầu (q_o, $\dot{q}_o$) thì với dao động cưỡng bức q_3 biên độ không phụ thuộc vào điều kiện đầu mà phụ thuộc vào tham số của hệ như H_o, m, c. Vì vậy để thay đổi biên độ dao động của hệ phải thay đổi các tham số của hệ (độ cứng, khối lượng) nếu giữ nguyên lực kích động.

- Trong dao động cưỡng bức nếu $\omega_o > \omega$ thì dấu của q_3 trùng với dấu của lực kích động, nói khác đi chuyển động cưỡng bức và lực kích động cùng pha, ngược lại nếu $\omega_o < \omega$ thì chuyển động cưỡng bức ngược pha với lực kích động. Khi đó viết lại q_3 như sau:

$$q_3 = \frac{h}{\omega_o^2 - \omega^2}.\sin(\omega t + \pi)$$

- Xét: $$A = \frac{h}{\omega_o^2 - \omega^2} \quad (7.69)$$

Rõ ràng khi $\omega_o \Rightarrow \omega$ có $A \to \infty$. Đây chính là trường hợp cộng hưởng.

Xét cụ thể (7.69) trong các trường hợp sau:

Trường hợp 1: Biên độ kích động H_o là hằng số:

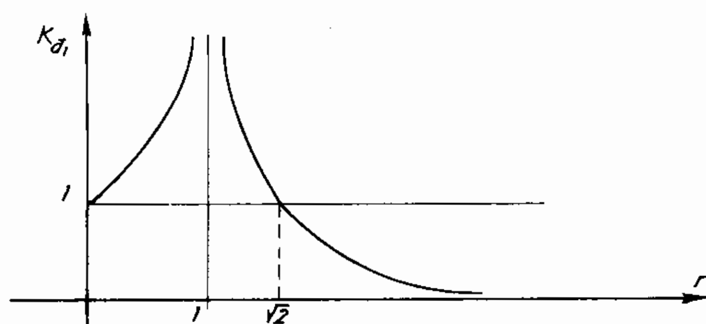
$$A = \frac{h}{\omega_o^2 - \omega^2} = \frac{h}{\omega_o^2}.\frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_o^2}\right)} = \frac{H_o}{m \cdot \frac{c}{m}}.\frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_o^2}\right)} = \frac{H_o}{c}.\frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_o^2}\right)}$$

$$= A_t \frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_o^2}\right)} = \frac{1}{1 - r^2}.A_t = K_{d1}.A_t \quad (7.70)$$

Với: $$r = \frac{\omega}{\omega_o}\ ;\ A_t = \frac{H_o}{c} \quad (7.71)$$

$$K_{d1} = \left|\frac{1}{1 - r^2}\right| \text{ gọi là hệ số động lực loại 1} \quad (7.72)$$

Đồ thị biểu diễn $K_{d1} = K_{d1}\left(\frac{\omega^2}{\omega_o^2}\right)$ biểu diễn ở hình 7.11.



Hình 7.11: *Đồ thị $K_{đ1}$*

Như thế khi $\omega = 0$ thì biên độ chính là biến dạng tĩnh (A_t).

Khi $\omega = \omega_0$ có $r = 1$ và $A = \infty$ hay $K_{d1} \to \infty$

Khi $r > 1$ hay $\omega > \omega_0$ thì K_{d1} giảm dần theo sự tăng của ω, nói khác đi nếu thiết bị làm việc vùng sau cộng hưởng, khi tăng tần số lực kích động và giữ nguyên các thông số khác thì biên độ dao động của hệ giảm dần khi tăng ω.

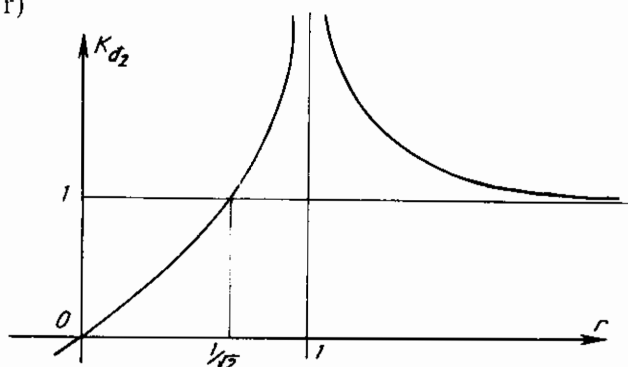
Trường hợp 2: Biên độ lực kích động tỉ lệ với bình phương tần số kích động $h = u.\omega^2$ với u là hằng số tỉ lệ.

Ta có: $$A = \frac{1}{1-\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}.u = \frac{1}{1-r^2}.r^2.u = \frac{r^2}{1-r^2}.u \qquad (7.73)$$

$$A = K_{d2}.u \text{ với } K_{d2} = \left|\frac{r^2}{1-r^2}\right| = r^2.K_{d1} \qquad (7.74)$$

Trong đó: K_{d2}- hệ số động lực loại hai.

Rõ ràng $K_{d2} = K_{d2}(r)$



Hình 7.12: *Sự phụ thuộc* K_{d2} *vào r*

Từ hình 7.12 có thể rút ra nhận xét sau:

Khi $r = 0$ ($\omega = 0$) có $K_{d2} = 0$.

Khi $r > \frac{1}{\sqrt{2}}$ thì K_{d2} tăng nhanh.

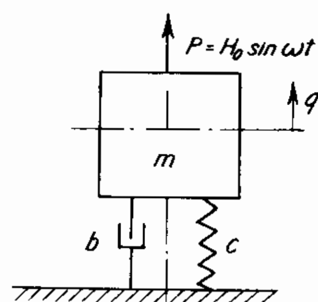
Khi $r = 1$ tức $\omega = \omega_0$ ta có $K_{d2} \to \infty$ và $A \to \infty$, khi đó xẩy ra cộng hưởng.

Khi $r \to \infty$ thì $K_{d2} \to 1$, hay $A \to u$ nghĩa là biên độ dao động dần tới một trị số xác định.

- Sau một thời gian chuyển động, do ma sát, dao động tự do tắt dần, dao động của hệ còn lại chỉ là dao động cưỡng bức. Trong quá trình chuyển tiếp, dao động của hệ là tổng của dao động tự do và dao động cưỡng bức. Chúng khác nhau về pha và tần số nên dao động của hệ là một dao động phức tạp.

Ở trạng thái cộng hưởng biên độ dao động về lí thuyết là ∞, song nếu xét giới hạn (7.74) sẽ thấy khi vượt qua cộng hưởng biên độ không thể tăng tức thời mà cần một

khoảng thời gian nhất định. Vì vậy khi thiết kế máy phải chú ý sao cho thời gian vượt qua cộng hưởng là nhanh nhất.



Hình 7.13: Dao động cưỡng bức có cản

7.3.4. Dao động cưỡng bức khi có cản nhớt

Phương trình dao động của hệ có dạng sau:

$$m\ddot{q} + b\dot{q} + cq = H_o.\sin\omega t \qquad (7.75)$$

Hay: $$\ddot{q} + 2n.\dot{q} + \omega_o^2.q = h.\sin\omega t \qquad (7.76)$$

Nghiệm của (7.76) là tổng của hai nghiệm: Nghiệm của phương trình vi phân thuần nhất và nghiệm của phương trình vi phân không thuần nhất.

Đặt nghiệm riêng dưới dạng:

$$q_r = N.\cos\omega t + M.\sin\omega t \qquad (7.77)$$

Ta có: $$\dot{q}_r = -N.\omega.\sin\omega t + M.\omega.\cos\omega t \qquad (7.78)$$

$$\ddot{q}_r = -N.\omega^2.\cos\omega t - M.\omega^2.\sin\omega t \qquad (7.79)$$

Thay vào (7.76) các phương trình (7.77) ; (7.78) ; (7.79) và thực hiện cân bằng hai vế ta có:

$$-M.\omega^2 - 2N.n.\omega + M.\omega_o^2 = h \qquad (7.80)$$

$$-N.\omega^2 - 2M.n.\omega + N.\omega_o^2 = 0$$

Suy ra: $$M = h.\frac{\omega_o^2 - \omega^2}{(\omega_o^2 - \omega^2)^2 + 4n^2.\omega^2} \qquad (7.81)$$

$$N = h.\frac{2n.\omega}{(\omega_o^2 - \omega^2)^2 + 4n^2.\omega^2} \qquad (7.82)$$

Do đó: $$q_r = N.\cos\omega t + M.\sin\omega t = M.\left(\sin\omega t + \frac{N}{M}.\cos\omega t\right) \qquad (7.83)$$

Đặt $$\text{tg}\alpha = \frac{N}{M} \qquad (7.84)$$

Hay $$\text{tg}\alpha = \frac{2n.\omega}{\omega_o^2 - \omega^2} \qquad (7.85)$$

Ta có: $$q_r = \frac{M}{\cos\alpha}.(\sin\omega t.\cos\alpha + \sin\alpha.\cos\omega t) = A.\sin(\omega t + \alpha) \qquad (7.86)$$

Với: $$A = \frac{M}{\cos\alpha} \qquad (7.87)$$

$$A = \frac{h}{\sqrt{(\omega_o^2 - \omega^2)^2 + 4n^2.\omega^2}} \qquad (7.88)$$

Từ (7.88) ta có những nhận xét sau:

1. Trường hợp h và ω là hằng:

$$A = \frac{h}{\sqrt{\left[\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_o^2}\right)^2 + \frac{4n^2.\omega^2}{\omega_o^4}\right].\omega_o^4}} = \frac{h}{\omega_o^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + \frac{4n^2}{\omega_o^2}.r^2}} \qquad (7.89)$$

$$= \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4m_1^2.r^2}} = A_t.K_{d3} \qquad (7.90)$$

Với: $m_1 = \frac{n}{\omega_o}$

và $K_{d3} = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4m_1^2r^2}} \Rightarrow K_{d3} = K_{d3}(r) \qquad (7.91)$

Lấy đạo hàm K_{d3} theo r ta có:

$$\frac{dK_{d3}}{dr} = \frac{-2r.(r^2 + 2m_1^2 - 1)}{[(1 - r^2)^2 + 4m_1^2.r^2]^{3/2}} \qquad (7.92)$$

suy ra: $\frac{dK_{d3}}{dr} = 0$ khi $r = 0$; $r = \sqrt{1 - 2m_1^2}$ và $r = \infty$

$r = 0$ khi $\omega = 0$ hoặc $\omega_o = \infty$ nên chỉ có được khi $\omega = 0$.

Khi đó $K_{d3} = K_{d3min} = 1$ hay $A = A_t$.

Khi r tăng đến $r = \sqrt{1 - 2m_1^2}$ thì K_{d3} đạt max:

$$(K_{d3})_{max} = \frac{1}{2m_1^2 . \sqrt{1 - 2m_1^2}} \qquad (7.93)$$

Rõ ràng khi đó xẩy ra cộng hưởng. Hiện tượng cộng hưởng xẩy ra như thế không phải tại $r = 1$ hay $\omega_o = \omega$ mà tại $r < 1$ hay $\omega < \omega_o$.

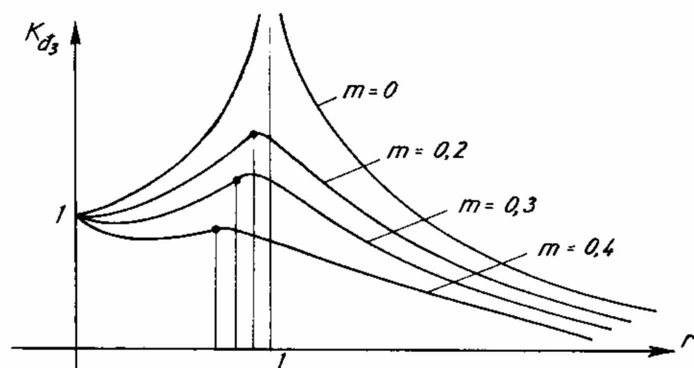
2. Trường hợp h tỉ lệ với ω^2: $h = u.\omega^2$

Tương tự như trên ta có:

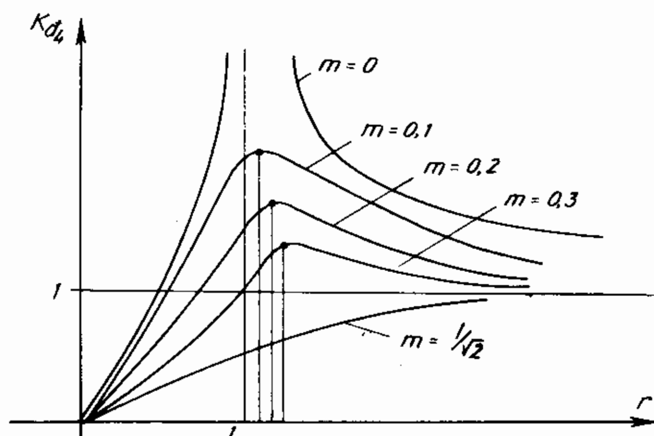
$$K_{d4} = \frac{r^2}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4m_1^2r^2}} \qquad (7.94)$$

Và $A = K_{d4}.u$

K_{d4} đạt max khi: $r = \frac{1}{\sqrt{1 - 2m_1^2}} \qquad (7.95)$



Hình 7.14: *Sự phụ thuộc* K_{d3} *vào r.*

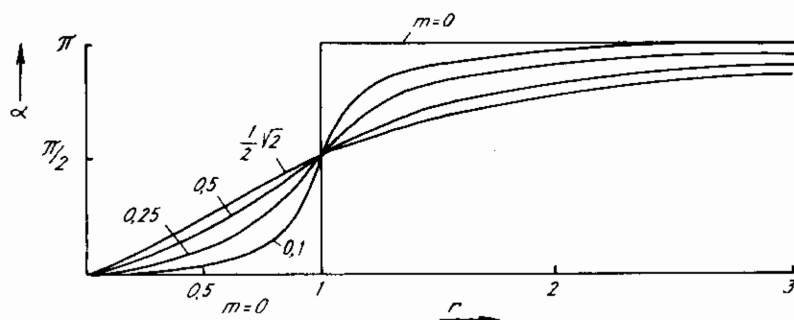


Hình 7.15: *Sự phụ thuộc* K_{d4} *vào r*

Góc lệch pha: α

Từ trên ta có:
$$tg\alpha = \frac{2n.\omega}{\omega_0^2 - \omega^2} = \frac{2m_1.r}{1 - r^2} \tag{7.96}$$

Khi r = 0 ⇒ tgα = 0, dao động cưỡng bức cùng pha với lực kích động.
Khi r ⇒ 1 ⇒ tgα ⇒ ∞, α = π/2, dao động cưỡng bức chậm pha π/2 với lực kích động.
Khi r = ∞ thì tgα từ π/2 → π, dao động cưỡng bức chậm pha 1 góc π.



Hình 7.16: *Sự phụ thuộc của α vào r*

§7.4. DAO ĐỘNG CƯỠNG BỨC HỆ MỘT BẬC TỰ DO CHỊU KÍCH ĐỘNG KHÔNG TUẦN HOÀN

Như đã nêu ở chương một phần tử kích động có thể là hàm có chu kì (tuần hoàn hoặc không tuần hoàn) hoặc hàm kích động không chu kì. Trong hệ chịu kích động không có chu kì, hàm kích động ở vế phải của phương trình là một hàm không thể đưa về điều hoà, vì vậy việc giải phương trình mô tả chuyển động không giống như đã nêu ở §7.3. Có nhiều phương pháp khác nhau để tìm nghiệm của hệ (ví dụ xem ở [2], [5]. Dưới đây chỉ trình bầy phương pháp biến thiên hằng số Lagrange.

Phương trình vi phân mô tả chuyển động hệ dao động cưỡng bức một bậc tự do có dạng:

$$m\ddot{q} + b\dot{q} + cq = f(t) \tag{7.97}$$

hay:

$$\ddot{q} + 2\delta.\dot{q} + \omega_0^2.q = g(t) \tag{7.98}$$

với:

$$g(t) = \frac{f(t)}{m}$$

Như đã biết nghiệm tổng quát của hệ sẽ là tổng của nghiệm tổng quát của phương trình thuần nhất và nghiệm riêng.

Như đã nêu ở §7.3, nghiệm tổng quát của phương trình thuần nhất có dạng:

$$q(t) = e^{-\delta t}.A.\sin(\omega t + \beta) = e^{-\delta t}.(C_1.\cos\omega t + C_2.\sin\omega t)$$

Với C_1, C_2 là hằng số tùy ý phụ thuộc vào điều kiện đầu.

Nếu gọi:

$$q_1 = e^{-\delta t}.\cos\omega t \tag{7.99}$$

$$q_2 = e^{-\delta t}.\sin\omega t \tag{7.100}$$

Ta có:

$$q(t) = C_1.q_1 + C_2.q_2 \tag{7.101}$$

Ta tìm nghiệm riêng q_r của phương trình (7.98) có dạng C_1, C_2 là hàm số của thời gian.

Khi đó:

$$q_r = q(t) = C_1(t).q_1 + C_2(t).q_2 \tag{7.102}$$

Thực hiện đạo hàm theo t:

$$\dot{q}_r = \dot{q}(t) = \dot{C}_1(t).q_1 + C_1(t)\dot{q}_1 + \dot{C}_2(t).q_2 + C_2(t).\dot{q}_2 \tag{7.103}$$

Lại đặt:

$$\dot{C}_1(t).q_1 + \dot{C}_2(t).q_2 = 0 \tag{7.104}$$

Từ (7.103) có:

$$\begin{aligned} \dot{q}(t) &= C_1(t).\dot{q}_1 + C_2(t).\dot{q}_2 \\ \ddot{q}(t) &= \dot{C}_1(t).\dot{q}_1 + C_1(t).\ddot{q}_1 + \dot{C}_2(t).\dot{q}_2 + C_2(t).\ddot{q}_2(t) \end{aligned} \tag{7.105}$$

Thay (7.101), (7.102), (7.105) vào (7.98):

$$\dot{C}_1.\dot{q}_1 + \dot{C}_2.\dot{q}_2 = g(t) \tag{7.106}$$

Kết hợp với (7.104) ta có:

$$\dot{C}_1 = \frac{q_2}{q_1.\dot{q}_2 - \dot{q}_1.q_2}.g(t) \tag{7.107}$$

$$\dot{C}_2 = \frac{q_1}{q_1.\dot{q}_2 - \dot{q}_1.q_2}.g(t) \tag{7.108}$$

Thay q_1 và q_2 từ (7.99) và (7.100) được:

$$\dot{C}_1 = -\frac{1}{\omega}.e^{\delta t}.\sin\omega t.g(t)$$

$$\dot{C}_2 = \frac{1}{\omega}.e^{\delta t}.\cos\omega t.g(t) \tag{7.109}$$

Thực hiện tích phân:

$$C_1(t) = A - \frac{1}{\omega}\int_0^t e^{\delta t}.\sin\omega\tau.g(\tau).d(\tau)$$

$$C_2(t) = B + \frac{1}{\omega}\int_0^t e^{\delta t}.\cos\omega\tau.g(\tau).d\tau \tag{7.110}$$

Thay (7.110) vào (7.102) ta có nghiệm riêng cần tính của (7.98):

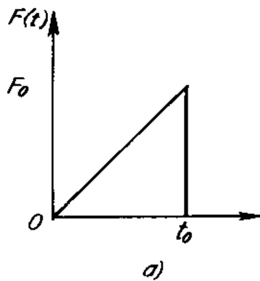
$$q_r = \frac{1}{\omega}\int_0^t e^{-\delta(t-\tau)}.\sin(t-\tau).g(\tau).d\tau \tag{7.111}$$

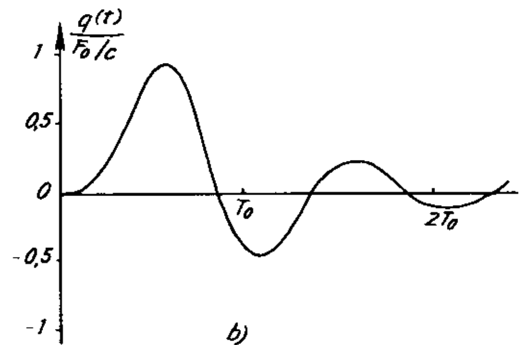
Và nghiệm tổng quát của (4.2) được viết dưới dạng:

$$q(t) = e^{-\delta t}.(A.\cos\omega t + B.\sin\omega t) + \frac{1}{\omega}\int_0^t e^{-\delta(t-\tau)}.\sin(t-\tau).g(\tau).d\tau \tag{7.112}$$

Ví dụ [2]: Khảo sát dao động của hệ như hình 7.19. Biết lực kích động F(t) có dạng:

$$F(t) = \begin{cases} 0 & \text{khi } t \le 0 \\ \frac{F_0}{t_0}.t & \text{khi } 0 < t \le t_0 \\ 0 & \text{khi } t > t_0 \end{cases}$$





Hình 7.17: a) Hàm kích động ; b) Đồ thị dao động với D = 0,2.

Phương trình dao động của hệ có dạng:

$$\ddot{q} + 2\delta.\dot{q} + \omega_o^2.q = \frac{F(t)}{m} = g(t)$$

nếu chuyển động của hệ khi $0 < t \leq t_o$

Áp dụng (7.15) ta có:

$$q(t) = \frac{F_o}{\omega.m.t_o} \int_0^t \tau \,.\, e^{-\delta(t-\tau)}.\sin\omega(t-\tau).d\tau$$

Bằng cách đổi biến: $u = t - \tau$

$du = -\,d\tau$ và cận tích phân đi từ t đến 0.

ta có:

$$q(t) = -\frac{F_o}{m.\omega.t_o} \int_t^0 (t-u).e^{-\delta u}.\sin\omega u.du$$

Bỏ ngoặc và đổi cận tích phân:

$$q(t) = \frac{F_o}{m.\omega.t_o} \left\{ \int_0^t t.e^{-\delta u}.\sin\omega u.du - \int_0^t u.e^{-\delta u}.\sin\omega u.du \right\}$$

Sau khi thực hiện tích phân ta có:

$$q(t) = \frac{F_o}{m.\omega_o^2.t_o} \cdot \left[\omega_o t - 2D + e^{-\delta t}\left(2D.\cos\omega t - \frac{1-2D^2}{\sqrt{1-D^2}} \,.\, \sin\omega t \right]\right. \qquad (7.113)$$

với D là độ cản Lehr:

$$D = \frac{b}{2m.\omega_o} = \frac{\delta}{\omega_o}$$

$$\omega = \omega_o.\sqrt{1-D^2}$$

Căn cứ vào hàm kích động đã cho, khi khảo sát chuyển động của hệ có thể phân ra như sau:

- Khi $t = 0$ hệ đứng yên và do đó ta có:

$$q(0) = 0 \; ; \; \dot{q}(0) = 0$$

- Khi $0 < t \leq t_o$ dao động của hệ là dao động cưỡng bức và nghiệm q(t) có dạng (7.113).

- Khi $t > t_o$ hệ dao động tắt dần.

Việc nghiên cứu kĩ hơn ví dụ nêu trên có thể xem trong |2|.

§7.5. DAO ĐỘNG TUYẾN TÍNH HỆ NHIỀU BẬC TỰ DO

7.5.1. Khái niệm

Như đã thấy hệ phương trình vi phân miêu tả chuyển động của hệ dao động tuyến tính nhiều bậc tự do quanh vị trí cân bằng tĩnh có thể viết dưới dạng ma trận như sau:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\mathbf{q} = \mathbf{f} \qquad (7.114)$$

Trong đó:

M, B, C lần lượt là các ma trận hằng số và thường được gọi là ma trận khối lượng, ma trận hệ số cản và ma trận độ cứng.

- **f**(t) là ma trận cột các ngoại lực tác dụng.

- $\mathbf{q} = [q_1, q_2, q_3, ..., q_n]^T$ là ma trận tọa độ độc lập.

Giống như trong dao động một bậc tự do:

- Khi $\mathbf{B}\dot{\mathbf{q}}$ và **f**(t) là ma trận không thì dao động của hệ là dao động tự do không cản.

- Khi **f**(t) = 0 thì hệ được gọi là hệ dao động tự do có cản.

- Khi có đầy đủ các số hạng thì hệ được gọi là hệ dao động cưỡng bức.

Dao động tự do của hệ 2 bậc tự do đó trình bầy trong ví dụ phần §7.2.

Như sau này sẽ thấy việc lập và giải hệ phương trình miêu tả chuyển động (7.114) phức tạp hơn nhiều so với việc lập và giải phương trình miêu tả chuyển động của hệ một bậc tự do. Nghiệm của phương trình (7.114) có thể tìm bằng phương pháp trực tiếp hoặc bằng phương pháp ma trận dạng riêng.

Trong phương pháp trực tiếp biểu thức nghiệm **q** được tìm có dạng hàm điều hòa hoặc hàm mũ cơ số tự nhiên, thực hiện các đạo hàm $\dot{\mathbf{q}}$, $\ddot{\mathbf{q}}$ và thay vào (7.114) để xác định các hệ số cần thiết của biểu thức nghiệm. Phương pháp trực tiếp thường chỉ áp dụng cho hệ có bậc tự do $n \leq 3$.

Khác với phương pháp trực tiếp, phương pháp ma trận dạng riêng, biểu thức nghiệm được xác định sau khi xác định ma trận dạng riêng.

Do tính phức tạp nêu trên, dưới đây chỉ trình bầy những nét cơ bản khi nghiên cứu dao động tuyến tính nhiều bậc tự do.

7.5.2. Dao động tự do không cản

Phương trình vi phân miêu tả chuyển động của hệ tuyến tính nhiều bậc tự do có dạng:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\mathbf{q} = 0 \qquad (7.115)$$

Với **M** và **C** là ma trận vuông cấp n với các phân tử hằng số đặc trưng cho khối lượng và độ cứng.

q là ma trận cột của tọa độ tổng quát với n hàng $\mathbf{q} = [q_1, q_2, ..., q_n]^T$.

Giả sử nghiệm của (7.115) có dạng:

$$\mathbf{q} = \mathbf{a}.\sin(\omega t + \alpha) \qquad (7.116)$$

Với **a** là ma trận cột hằng số: $\mathbf{a} = [a_1, a_2, ... a_n]^T$

Thực hiện các đạo hàm biểu thức (7.116) và thế vào (7.115) sau khi đơn giản biểu thức $\sin(\omega t + \alpha)$ ta có:

$$(\mathbf{C} - \omega^2.\mathbf{M}).\mathbf{a} = 0 \quad (7.117)$$

Để (7.115) có nghiệm không tầm thường thì định thức:

$$|\mathbf{C} - \omega^2.\mathbf{M}| = 0 \quad (7.118)$$

Phương trình (7.118) là phương trình đại số bậc n và cho phép ta xác định được các giá trị của tần số riêng ω_k với k = 1, 2 ... n nên được gọi là phương trình tần số hay phương trình đặc trưng. Thay lần lượt giá trị ω_k vào (7.117) ta nhận được phương trình để xác định các phần tử của vectơ $\mathbf{a_k}$ ($\mathbf{a_k}$ được gọi là các vectơ riêng).

$$(\mathbf{C} - \omega_k^2.\mathbf{M}).\mathbf{a_k} = \mathbf{0} \quad (7.119)$$

Ví dụ ứng với k = 1 (hay ω_1^2) ta có:

$$\mathbf{a_1} = [a_{11}, a_{12} ... a_{1n}]^T$$

Do (7.119) là hệ phương trình đại số tuyến tính thuần nhất có định thức hệ số bằng 0 nên các thành phần của $\mathbf{a_k}$ sai khác nhau một hằng số nhân, nghĩa là có thể chọn tùy ý một thành phần để suy ra các thành phần tiếp theo. Chẳng hạn nếu chọn a_{1k} một cách tùy ý và với kí hiệu:

$$v_{ik} = \frac{a_{ik}}{a_{1k}} \text{ hoặc } v_i^{(k)} = \frac{a_i^{(k)}}{a_1^{(k)}} \quad (7.120)$$

$$i, k = 1, 2, ..., n$$

Ta sẽ có:

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} v_{11} & v_{12} ... & v_{1n} \\ v_{21} & v_{22} ... & v_{2n} \\ . & . & \\ . & . & \\ . & . & \\ v_{n1} & v_{n2} ... & v_{nn} \end{bmatrix} \quad (7.121)$$

Ma trận **V** được gọi là ma trận dạng riêng và mỗi cột của nó $\mathbf{v_k} = [v_{11}, v_{21}, ..., v_{n1}]^T$ cho biết một dạng dao động riêng của hệ.

Như đã biết trong hệ dao động một bậc tự do biểu thức: $\mathbf{q} = \mathbf{a}.\sin(\omega t + \alpha)$ có thể viết dưới dạng khác:

$$\mathbf{q} = \mathbf{a}.(A_k.\cos\omega_k t + B_k.\sin\omega_k t) \quad (7.122)$$

Nên nghiệm tổng quát của phương trình (7.115) sẽ là tổng các nghiệm riêng độc lập tuyến tính biểu diễn dưới dạng (7.122) hay:

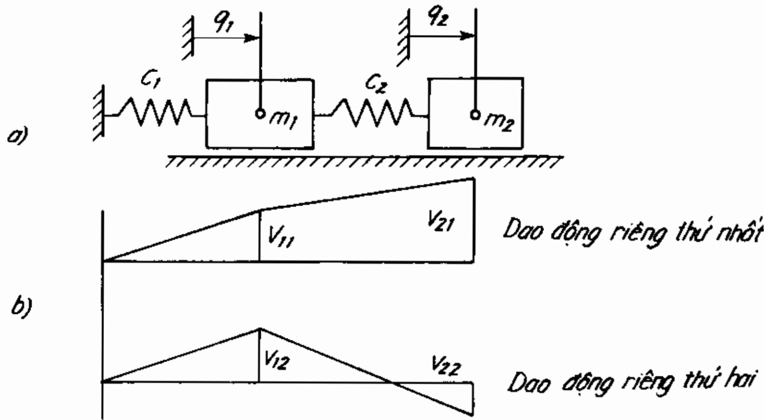
$$\mathbf{q} = \sum_{k=1}^{n} \mathbf{a_k}.[A_K.\sin(\omega_k t + \alpha_K)] \qquad (7.123)$$

hoặc:
$$\mathbf{q} = \sum_{k=1}^{n} \mathbf{a_k}.(A_K.\cos\omega_k t + B_K.\sin\omega_k t) \qquad (7.124)$$

Với A_K, B_K là các hằng số tích phân phụ thuộc vào điều kiện đầu.

Ví dụ 2: Cho mô hình dao động như hình 7.18.

Xác định ma trận dạng riêng của hệ khi $C_1 = C_2 = C$ và $m_1 = m_2 = m$. Viết nghiệm của hệ.



Hình 7.18: *Dạng riêng của hệ hai bậc tự do*
a) Mô hình ; b) Các dạng dao động riêng.

Từ mô hình dễ dàng xác định được biểu thức động năng T và thế năng U của hệ:

$$T = \frac{1}{2}(m_1.\dot{q}_1^2 + m_2.\dot{q}_2^2)$$

$$U = \frac{1}{2}[(C_1.q_1^2 + C_2.(q_2 - q_1)^2]$$

Áp dụng phương trình Lagrange loại 2 ta có phương trình miêu tả chuyển động của hệ dưới dạng ma trận như sau:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 + C_2 & -C_2 \\ -C_2 & C_2 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \qquad (7.125)$$

Từ phương trình (2.117) có:

$$\left\{\begin{bmatrix} C_1+C_2 & -C_2 \\ -C_2 & C_2 \end{bmatrix} - \omega^2.\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}\right\}\begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \qquad (7.126)$$

Phương trình tần số của hệ có dạng:

$$\begin{vmatrix} C_1+C_2-\omega^2.m_1 & -C_2 \\ -C_2 & C_2-\omega^2.m_2 \end{vmatrix} = 0 \qquad (7.127)$$

Giải ra ta có:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2}\left(\frac{C_1+C_2}{m_1}+\frac{C_2}{m_2}\right) \pm \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{C_1+C_2}{m_1}+\frac{C_2}{m_2}\right)^2 - \frac{C_1.C_2}{m_1.m_2}} \qquad (7.128)$$

Thay giá trị ω_1^2 và ω_2^2 vào (7.126) ta có $\mathbf{a_1}$ và $\mathbf{a_2}$

- Ứng với ω_1^2:

$$\left\{\begin{bmatrix} C_1+C_2 & -C_2 \\ -C_2 & C_2 \end{bmatrix} - \omega_1^2.\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}\right\}\begin{bmatrix} a_{11} \\ a_{21} \end{bmatrix} = 0$$

- Ứng với ω_2^2:

$$\left\{\begin{bmatrix} C_1+C_2 & -C_2 \\ -C_2 & C_2 \end{bmatrix} - \omega_2^2.\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}\right\}\begin{bmatrix} a_{12} \\ a_{22} \end{bmatrix} = 0$$

Hay:

$$(C_1 + C_2 - \omega_1^2.m_1)a_{11} - C_2a_{21} = 0$$

$$-C_2a_{11} + (C_2 - \omega_1^2.m_2).a_{21} = 0$$

Suy ra:

$$\frac{a_{12}}{a_{11}} = \frac{C_1+C_2-\omega_1^2.m_1}{C_2} = \frac{C_2}{C_2-\omega_1^2.m_2} = \lambda_1 \qquad (7.129)$$

Như vậy các phần tử của $\mathbf{a_1}$ chênh nhau một số nhân λ_1.

Hoàn toàn tương tự các phần tử của $\mathbf{a_2}$ cũng chênh nhau một số nhân λ_2. Do a_{11} và a_{21} chọn tùy ý nên nếu ta chọn a_{11} và a_{21} đều bằng 1thì dễ dàng nhận được: $a_{21} = \lambda_1.a_{11}$ và $a_{22} = \lambda_2a_{12}$, từ đó có thể viết lại (7.129) như sau:

$$\mathbf{a_1} = \begin{bmatrix} a_{11} \\ a_{21} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ \dfrac{C_1+C_2-\omega_1^2.m_1}{C_2} \end{bmatrix}.a_{11} = \begin{bmatrix} 1 \\ \dfrac{C_2}{C_2-\omega_1^2.m_2} \end{bmatrix}.a_{11}$$

$$\mathbf{a_2} = \begin{bmatrix} a_{12} \\ a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ \dfrac{C_1+C_2-\omega_2^2.m_1}{C_2} \end{bmatrix}.a_{12} = \begin{bmatrix} 1 \\ \dfrac{C_2}{C_2-\omega_2^2.m_2} \end{bmatrix}.a_{12}$$

Khi $C_1 = C_2 = C$ và $m_1 = m_2 = m$ dễ dàng tính được:

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} v_{11} & v_{12} \\ v_{21} & v_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1{,}62 & -0{,}62 \end{bmatrix}$$

Biểu đồ dạng dao động riêng được trình bày ở hình 7.18b. Từ biểu đồ ta thấy rằng ở dạng dao động riêng v_{11} và v_{21} cùng dấu hay các khối m_1, m_2 dao động cùng pha, còn ở dạng dao động thứ hai thì ngược lại.

Từ (7.124) và (7.129) có thể viết nghiệm tổng quát của hệ dưới dạng sau:

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} \\ a_{21} \end{bmatrix} A_1.\sin(\omega_1 t + \alpha_1) + \begin{bmatrix} a_{12} \\ a_{22} \end{bmatrix} A_2.\sin(\omega_2 t + \alpha_2) \qquad (7.130)$$

hay:

$$q_1 = a_{11}.A_1.\sin(\omega_1 t + \alpha_1) + a_{12}.A_2.\sin(\omega_2 t + \alpha_2) \qquad (7.131)$$

$$q_2 = a_{21}.A_1.\sin(\omega_1 t + \alpha_1) + a_{22}.A_2.\sin(\omega_2 t + \alpha_2)$$

Vì: $\frac{a_{21}}{a_{11}} = \lambda_1$ và $\frac{a_{22}}{a_{12}} = \lambda_2$ và chọn a_{11}, $a_{12} = 1$

Nên:

$$q_1 = A_1.\sin(\omega_1 t + \alpha_1) + A_2.\sin.(\omega_2 t + \alpha_2) \qquad (7.132)$$

$$q_2 = \lambda_1.A_1.\sin(\omega_1 t + \alpha_1) + \lambda_2.A_2.\sin(\omega_2 t + \alpha_2)$$

7.5.3. Dao động tự do có cản

Phương trình vi phân của dao động tự do viết dưới dạng ma trận có dạng sau:

$$\mathbf{M\ddot{q}} + \mathbf{B\dot{q}} + \mathbf{Cq} = \mathbf{0} \qquad (7.133)$$

Nghiệm của phương trình được tìm dưới dạng:

$$\mathbf{q} = \mathbf{Z}.e^{\lambda t} \qquad (7.134)$$

Thực hiện đạo hàm (7.134) rồi thế vào (7.133) ta có:

$$(\mathbf{C} + \lambda\mathbf{B} + \lambda^2\mathbf{M})\mathbf{Z} = 0 \qquad (2.135)$$

Điều kiện cần và đủ để vectơ **Z** không phải là nghiệm tầm thường là:

$$P(\lambda) = \det(\mathbf{C} + \lambda\mathbf{B} + \lambda^2\mathbf{M}) = 0 \qquad (7.136)$$

Đa thức $P(\lambda)$ là đa thức bậc 2n với n là số bậc tự do của hệ.

Nghiệm của đa thức này hoặc là số thực hoặc là số phức liên hợp. Như đã biết trong hệ một bậc tự do, nếu nghiệm của $P(\lambda)$ là thực thì hệ không phải là hệ dao động nên không xét.

Xét trường hợp nghiệm của $P(\lambda)$ là số phức liên hợp.

$$\lambda_k = -\delta_k \pm i.\omega_k \qquad (7.137)$$

Trong đó ω_k là tần số riêng của các dao động tự do khi có cản.

Gọi $\mathbf{Z_k}$ là các vectơ riêng của phức liên hợp ứng với λ_k ta có:

$$Z_k = u_k \pm iv_k \quad (7.138)$$

Khi đó nghiệm tổng quát của hệ là tổng của các nghiệm riêng độc lập tuyến tính và có dạng sau:

$$q_{(t)} = \sum_{k=1}^{n} e^{-\delta_k^t t}[A_k(u_k \cos\omega_k t - v_k \sin\omega_k t) + B_k(u_k \sin\omega_k t + v_k \cos\omega_k t] \quad (7.139)$$

Giống như dao động tự do của hệ một bậc tự do có cản, dao động tự do của hệ n bậc tự do cũng là dao động tắt dần. Do điều kiện thời gian và do việc giả (7.133) phức tạp và đã được trình bầy kĩ trong các giáo trình dao động như /2/, /4/, /5/ nên không đi sâu ở đây.

7.5.4. Dao động cưỡng bức hệ nhiều bậc tự do

Phương trình vi phân miêu tả dao động cưỡng bức của hệ nhiều bậc tự do viết dưới dạng ma trận có dạng:

$$\mathbf{M\ddot{q}} + \mathbf{B\dot{q}} + \mathbf{Cq} = \mathbf{f(t)} \quad (7.140)$$

Nếu số hạng $\mathbf{B\dot{q}} = \mathbf{0}$ thì dao động của hệ được gọi là dao động cưỡng bức không cản.

Đối với hàm kích động có chu kì, một cách tổng quát có thể viết dưới dạng:

$$\mathbf{f(t)} = \mathbf{a_o} + \sum_{k=1}^{n} (\mathbf{a_k}.\cos k\omega t + \mathbf{b_k}.\sin k\omega t) \quad (7.141)$$

Để tìm nghiệm của (2.140) ta sử dụng nguyên lí cộng nghiệm từ các phương trình sau:

$$\mathbf{M\ddot{q}} + \mathbf{B\dot{q}} + \mathbf{Cq} = \mathbf{a_o} \quad (7.142)$$

$$\mathbf{M\ddot{q}} + \mathbf{B\dot{q}} + \mathbf{Cq} = \sum_{k=1}^{n} (\mathbf{a_k}\,.\cos k\omega t + \mathbf{b_k}.\sin k\omega t) \quad (7.143)$$

Nghiệm của phương trình (7.142) được tìm dưới dạng:

$$\mathbf{q_o} = \mathbf{V_o} \quad (7.144)$$

Thay (7.144) vào (7.142) ta có ngay:

$$\mathbf{CV_o} = \mathbf{a_o} \quad (7.145)$$

Nghiệm của phương trình (7.143) được tìm dưới dạng:

$$\mathbf{q_k} = \mathbf{u_k}\sin k\omega t + \mathbf{v_k}\cos k\omega t \quad (7.146)$$

Ta có:

$$\mathbf{\dot{q}_k} = k.\omega.(\mathbf{u_k} \cos k\omega t - \mathbf{v_k}\sin\omega t) \quad (7.147)$$

$$\mathbf{\ddot{q}_k} = -\, k^2.\omega^2(\mathbf{u_k} \sin k\omega t - \mathbf{v_k} \cos k\omega t) \quad (7.148)$$

Thay (7.147), (7.148) vào (7.143):

$$\begin{bmatrix} \mathbf{C} - k^2\omega^2\mathbf{M} & -k\omega\mathbf{B} \\ k\omega\mathbf{B} & \mathbf{C} - k^2\omega^2\mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_k \\ \mathbf{v}_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{b}_k \\ \mathbf{a}_k \end{bmatrix} \qquad (7.149)$$

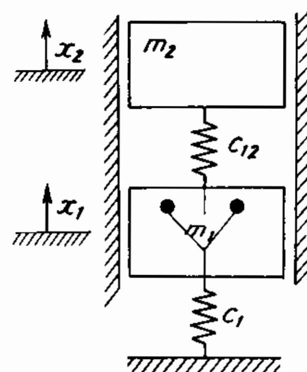
Từ (7.149) xác định được các vectơ $\mathbf{u}_k$ và $\mathbf{v}_k$.

Nghiệm tổng quát của (7.141) có dạng:

$$\mathbf{q} = \mathbf{V}_o + \sum_{k=1}^{n} (\mathbf{u}_k.\sin k\omega t + \mathbf{v}_k.\cos\omega t) \qquad (7.150)$$

Ví dụ: Cho mô hình dao động hình 7.19.

Xác định tần số riêng và nghiệm của dao động cưỡng bức của hệ. Biết lực tác động vào khối lượng m_1 là $F(t) = m_o.r.\omega^2.\sin\omega t$.



Hình 7.19:

Từ hình 7.19 dễ dàng biết biểu thức động năng T và thế năng U của hệ như sau:

$$T = \frac{1}{2}(m_1\dot{q}_1^2 + m_2\dot{q}_2^2)$$

$$U = \frac{1}{2}[C_1q_1^2 + C_{12}(q_2 - q_1)^2]$$

Áp dụng phương trình Lagrange loại 2 với $\phi = 0$ ta có:

$$m_1\ddot{q}_1 + (C_1 + C_{12})q_1 - C_{12}q_2 = F(t)$$

$$m_2\ddot{q}_2 - C_{12}q_1 + C_{12}q_2 = 0$$

hay:

$$\ddot{q}_1 + \frac{C_1 + C_{12}}{m_1}.q_1 - \frac{C_{12}}{m_1}.q_2 = \frac{F(t)}{m}$$

$$\ddot{q}_2 - \frac{C_{12}}{m_1}.q_1 + \frac{C_{12}}{m_2}.q_2 = 0$$

Nếu đặt:

$$\frac{C_1 + C_2}{m_1} = \gamma_1^2;\ \frac{C_{12}}{m_2} = \gamma_2^2;\ F_o = m_o.r.\omega^2$$

Ta có:

$$\ddot{q}_1 + \gamma_1^2.q_1 - \frac{C_{12}}{m_1}.q_2 = \frac{F_o}{m_1}.\sin\omega t \qquad (7.151)$$

$$\ddot{q}_2 + \gamma_2^2.q_2 - \frac{C_{12}}{m_2}.q_1 = 0$$

Nếu viết dưới dạng ma trận ta có:

$$\begin{bmatrix}1 & 0\\0 & 1\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\ddot{q}_1\\\ddot{q}_2\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}\gamma_1^2 & -\dfrac{C_{12}}{m_1}\\-\dfrac{C_{12}}{m_2} & \gamma_2^2\end{bmatrix}\begin{bmatrix}q_1\\q_2\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}F(t)\\0\end{bmatrix}$$

Phương trình tần số riêng có dạng:

$$\Delta = \det|\mathbf{C} - \omega^2\mathbf{M}| = \begin{vmatrix}\gamma_1^2 - \omega^2 & \dfrac{-C_{12}}{m_1}\\-\dfrac{C_{12}}{m_2} & \gamma_2^2 - \omega^2\end{vmatrix} = 0$$

hay:
$$\Delta = (\gamma_1^2 - \omega^2)(\gamma_2^2 - \omega^2) - \frac{C_{12}^2}{m_1.m_2} = 0$$

Suy ra:
$$\omega_{1,2}^2 = \frac{\gamma_1^2 + \gamma_2^2}{2} \pm \sqrt{\frac{(\gamma_1^2 + \gamma_2)^2}{4} - \gamma_1^2.\gamma_2^2 + \frac{C_{12}^2}{m_1.m_2}}$$

Nếu cho giá trị của các tham số của hệ ta hoàn toàn tính được $\omega_{1,2}^2$ (tham khảo |2|).

Do hệ là hệ dao động cưỡng bức không cản (**B = 0**) và hàm kích động F(t) có dạng F_o.sinωt nên nếu chỉ xét dao động cưỡng bức (khi dao động tự do đã tắt) thì dựa vào (7.146), ta đặt nghiệm dao động cưỡng bức dưới dạng:

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix}q_1\\q_2\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}V_1\\V_2\end{bmatrix}.\sin\omega t$$

Thực hiện đạo hàm và thế vào (7.151) :

$$(\gamma_1^2 - \omega^2)\,V_1 - \frac{C_{12}}{m_1}V_2 = \frac{F_o}{m_1} \quad - \frac{C_{12}}{m_1}V_1 + (\gamma_2^2 - \omega^2).V_2 = 0$$

Suy ra:
$$V_1 = \frac{F_o}{m_1}.\frac{\gamma_2^2 - \omega^2}{(\gamma_1^2 - \omega^2)(\gamma_2^2 - \omega^2) - \dfrac{C_2^2}{m_1.m_2}} \qquad (7.152)$$

$$V_2 = \frac{F_o.C_{12}}{m_1.m_2}.\frac{1}{(\gamma_1^2 - \omega^2)(\gamma_2^2 - \omega^2) - \dfrac{C_{12}^2}{m_1.m_2}} \qquad (7.153)$$

Dễ thấy rằng khi $\omega = \omega_1$ và $\omega = \omega_2$ thì mẫu số biểu thức (7.152) và (7.153) sẽ bằng không, hay khi đó xẩy ra cộng hưởng. Một cách tổng quát khi hệ có n bậc tự do sẽ có n tần số riêng $\omega_1, \omega_2..., \omega_n$. Và về lí thuyết có thể tìm được n vị trí xẩy ra cộng hưởng.

§7.6. KHÁI NIỆM VỀ DAO ĐỘNG PHI TUYẾN

Như đã nêu trong §7.1, dao động hệ phi tuyến được miêu tả bằng hệ phương trình vi phân có hệ số khác hằng.

Do tính phức tạp của hệ, dưới đây chỉ xin nêu khái niệm sơ lược về hệ dao động phi tuyến một bậc tự do. Việc nghiên cứu sâu hơn có thể tham khảo [4], [5]. Một cách tổng quát phương trình vi phân miêu tả chuyển động hệ phi tuyến một bậc tự do có dạng sau:

$$a\ddot{q} + g(q, \dot{q}, t) = 0 \tag{7.154}$$

Với:

- q tọa độ suy rộng

- $g(q, \dot{q}, t)$ là hàm phụ thuộc vào tọa độ, vận tốc suy rộng và thời gian.

Nếu từ hàm $g(q, \dot{q}, t)$ có thể tách ra thành hàm $g_1(q, \dot{q})$ và f(t) thì (7.154) được viết dưới dạng:

$$a\ddot{q} + g_1(q, \dot{q}) = f(t) \tag{7.155}$$

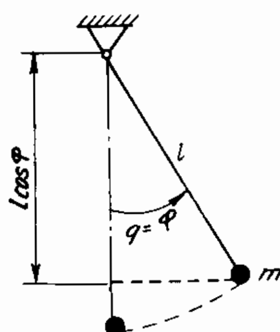
Khi f(t) = 0 ta có:

$$a\ddot{q} + g_1(q, \dot{q}) = 0 \tag{7.156}$$

Hệ phương trình miêu tả chuyển động dưới dạng (7.156) được gọi là hệ auto-nom, còn dưới dạng (7.155) được gọi là hệ hécto-nom.

Để làm sáng tỏ khái niệm trên ta xét một số ví dụ sau:

Ví dụ 1: Thiết lập phương trình chuyển động của con lắc ở hình 7.20.



Hình 7.20

Gọi $q = \varphi$ ta có:

$$T = \frac{1}{2}m.v^2 = \frac{1}{2}m.(l.\dot{\varphi})^2$$

$$U = \frac{1}{2}m.g.h = \frac{1}{2}m.gl.\cos\varphi$$

Áp dụng phương trình Lagrange loại 2 ta có:

$$m.l^2.\ddot{\varphi} + m.g.l.\sin\varphi = 0 \tag{7.157}$$

hay: $\ddot{\varphi} + \omega_o^2.\sin\varphi = 0$

Với: $\omega_o^2 = \dfrac{g}{l}$

Có thể viết (7.157) dưới dạng sau:

$$a.\ddot{\varphi} + g(q) = 0$$

Với: $q = \varphi$; $a = 1$; $g(q) = \omega_o^2.\sin\varphi$

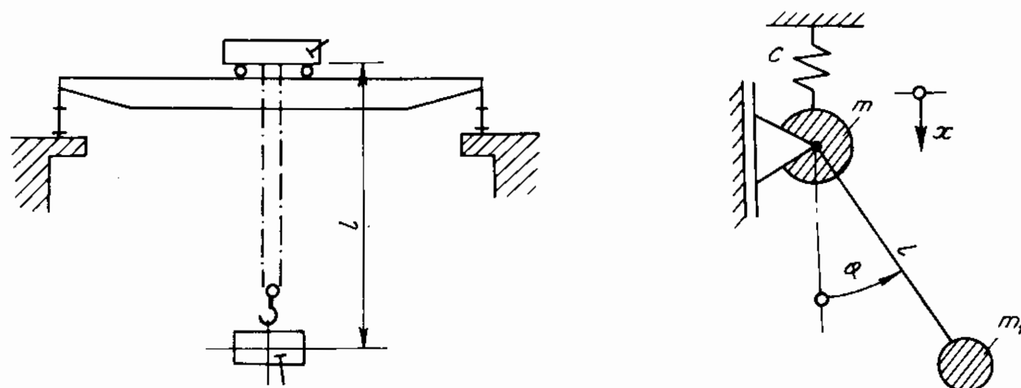
Phương trình (7.157) là phương trình vi phân phi tuyến vì có hệ số khác hằng.

Nếu xem góc φ là nhỏ, một cách gần đúng ta có $\sin\varphi \approx \varphi$ và do đó (7.157) có dạng:

$$\ddot{\varphi} + \omega_o^2.\varphi = 0 \quad (7.158)$$

Rõ ràng phương trình (7.158) là phương trình vi phân tuyến tính. Giả thiết nêu trên đã cho phép chuyển hệ vi phân phi tuyến thành hệ vi phân tuyến tính. Phép chuyển đổi này được gọi là phép tuyến tính hóa [4], [5].

Ví dụ 2: Cho sơ đồ động và mô hình của một cầu trục như hình 7.21.



Hình 7.21: *Mô hình cầu trục*
a) Sơ đồ ; b) Mô hình động lực.

Cho trước:

C - độ cứng tương đương của kết cấu thép;

m_1 - khối lượng vật nâng;

m - khối lượng quy đổi về xe con;

l - chiều dài cáp nâng;

Bỏ qua biến dạng đàn hồi của cáp.

Yêu cầu: Lập phương trình chuyển động của hệ.

Chọn tọa độ tổng quát q_1 và q_2: $q_1 = x$; $q_2 = \varphi$

Áp dụng phương trình chuyển động Lagrange có dạng:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k}\right) - \frac{\partial L}{\partial q_k} = 0$$

với:
$$q_1 = x$$
$$q_2 = \varphi$$

$$T = \frac{1}{2}m.\dot{x}^2 + \frac{1}{2}m_2.v^2$$

Xét khối lượng m_1:

Chuyển vị của khối lượng m_1 có thể phân theo phương x và y:

$$V^2 = V_x^2 + V_y^2 = V_1^2 + V_2^2$$

$$V_x = \frac{d}{dt}(x + l.\cos\varphi) = \dot{x} - l.\dot{\varphi}.\sin\varphi$$

$$V_y = \frac{d}{dt}(l.\sin\varphi) = l.\dot{\varphi}.\cos\varphi$$

$$V^2 = (\dot{x} - l.\dot{\varphi}.\sin\varphi)^2 + (l.\dot{\varphi}.\cos\varphi)^2$$

$$= \dot{x}^2 - 2l.\dot{\varphi}.\sin\varphi.\dot{x} + l^2.\dot{\varphi}^2.\sin^2\varphi + l^2.\dot{\varphi}^2.\cos^2\varphi$$

$$= \dot{x}^2 - 2l.\dot{\varphi}.\dot{x}.\sin\varphi + l^2.\dot{\varphi}^2$$

$$U = \frac{1}{2}C.x^2 + m_1.g.l.\cos\varphi$$

Hàm Lagrange có dạng:

$$L = \frac{1}{2}\left[m.\dot{x}^2 + m_1.(\dot{x}^2 - 2l.\dot{\varphi}.\dot{x}.\sin\varphi + l^2.\dot{\varphi}^2) - C.x^2\right] - m_1.g.l.\cos\varphi$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} = (m + m_1).\dot{x} - m_1.l.\dot{\varphi}.\sin\varphi$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}}\right) = (m + m_1).\ddot{x} - m_1.l.\ddot{\varphi}.\sin\varphi - m_1.l.\dot{\varphi}^2.\cos\varphi$$

$$= (m + m_1).\ddot{x} - m_1.l.(\ddot{\varphi}.\sin\varphi - \dot{\varphi}^2.\cos\varphi)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} = -l.m_1.\dot{x}.\sin\varphi + l^2.\dot{\varphi}.m_1 = l.m_1.(\dot{\varphi}.l - \dot{x}.\sin\varphi)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}}\right) = l.m_1.(\ddot{\varphi}l - \ddot{x}.\sin\varphi - \dot{x}.\dot{\varphi}.\cos\varphi)$$

$$\frac{\partial L}{\partial x} = - C.x$$

$$\frac{\partial L}{\partial \varphi} = - m_1.l.\dot{x}.\dot{\varphi}.\cos\varphi - m_1.g.l.\sin\varphi = -m_1.l.(g.\sin\varphi + \dot{x}.\dot{\varphi}.\cos\varphi)$$

Phương trình miêu tả chuyển động của hệ có dạng:

$$\begin{cases}(m + m_1).\ddot{x} + cx - m_1.l.\ddot{\varphi}.\sin\varphi - m_1.l.\dot{\varphi}^2.\cos\varphi = 0 \\ m_1.l^2.\ddot{\varphi} - l.m_1.\ddot{x}.\sin\varphi - l.m_1.\dot{x}.\dot{\varphi}.\cos\varphi + m_1.l.\dot{x}\dot{\varphi}.\cos\varphi + m_1 g.l.\sin\varphi = 0\end{cases}$$

hay:

$$\begin{cases}(m + m_1).\ddot{x} + cx = m_1.l.(\ddot{\varphi}.\sin\varphi + \dot{\varphi}^2.\cos\varphi) \\ m_1.l_2.\ddot{\varphi} - m_1.l.\ddot{x}.\sin\varphi + m_1.g.l.\sin\varphi = 0\end{cases}$$

Bằng cách thêm và bớt vào phương trình 2 một đại lượng $m_1.g.l.\varphi$ ta có:

$$\begin{cases}(m + m_1)\ddot{x} + c.x = m_1.l.(\ddot{\varphi}.\sin\varphi + \dot{\varphi}^2\cos\varphi) \\ m_1.l^2.\ddot{\varphi} + m_1.g.l.\varphi = m_1.l.[(\ddot{x}.\sin\varphi + g(\varphi - \sin\varphi)]\end{cases}$$

Hay:

$$\begin{cases}\ddot{x} + \omega_{10}^2.x = \dfrac{m_1.l}{m + m_1}(\ddot{\varphi}.\sin\varphi + \dot{\varphi}^2.\cos\varphi) \\ \ddot{\varphi} + \omega_{20}^2.\varphi = \dfrac{\ddot{x}}{l}.\sin\varphi + \omega_{20}^2.(\varphi - \sin\varphi)\end{cases} \qquad (7.159)$$

Với: $\omega_{10}^2 = \dfrac{C}{m + m_1}$ và $\omega_{20}^2 = \dfrac{g}{l}$

Dễ dàng thấy được hệ (7.159) là hệ phương trình vi phân phi tuyến.

Chương 8

ĐỘNG LỰC HỌC MÁY CÓ KHÂU CỨNG TUYỆT ĐỐI

§8.1. KHÁI NIỆM

Như đã biết trong giáo trình nguyên lí máy, hai dạng bài toán cơ bản khi nghiên cứu động lực học máy có khâu không biến dạng được đặt ra như sau:

Bài toán thứ nhất: Cho trước ngoại lực như trọng lượng các khâu, lực ma sát, lực cản công nghệ...

Xác định quy luật chuyển động q(t) của khâu dẫn và từ đó xác định quy luật chuyển động của các khâu bị dẫn và các lực,ứng suất tác dụng lên các khâu, khớp dưới tác dụng của các lực đã cho.

Bài toán thứ hai: Cho trước quy luật chuyển động của khâu dẫn q(t), xác định các lực tác dụng lên máy gồm ngoại lực và nội lực, ứng suất của các khâu khi máy chuyển động.

Thực ra bài toán thứ hai chỉ giải được khi bài toán thứ nhất đã giải xong, tuy nhiên trong nhiều trường hợp để đơn giản bài toán thứ hai được giải với giả thiết $\dot{q}(t)$ = hằng.

Khi đã chọn lược đồ cơ cấu và máy, các bài toán trên thường được giải theo các trình tự sau:

- Lập phương trình miêu tả chuyển động của máy (hoặc cơ cấu) và xác định quy luật chuyển động của máy.
- Tính toán lực, ứng suất.
- Thực hiện biện pháp kĩ thuật để giảm tải trọng động lực như làm đều chuyển động, cân bằng chi tiết quay, cân bằng cơ cấu và máy, cân bằng hoặc điều chỉnh chuyển động giảm tải động, làm giảm tiếng ồn, giảm biên độ dao động...

Như đã nêu ở trên các bài toán đặt ra đã được đề cập trong giáo trình nguyên lí máy, do vậy dưới đây chỉ đề cập những vấn đề cơ bản có liên quan chủ yếu đến việc lập và giải phương trình miêu tả chuyển động của hệ phẳng. Việc tìm hiểu sâu hơn có thể xem trong |1|, |2|, |4|, |5|...

§8.2. PHƯƠNG TRÌNH CHUYỂN ĐỘNG

8.2.1. Khái niệm cơ bản

Mô hình tính toán của máy có khâu cứng thực chất là một hệ cơ học mà vị trí mỗi vật (khâu) được hoàn toàn xác định khi biết vị trí của khâu dẫn hoặc nhiều khâu dẫn.

Giả sử máy có n khâu động, giá 1 và khâu dẫn 2 (hình 8.1).

Xét khâu i bất kì trong hệ tọa độ tuyệt đối xy và hệ tọa độ tương đối gắn với vật $\eta_i\xi_i$.

Gọi:

S - trọng tâm của vật có tọa độ là (X_{Si}, Y_{Si}) hoặc $(\eta_{Si} ; \xi_{Si})$;

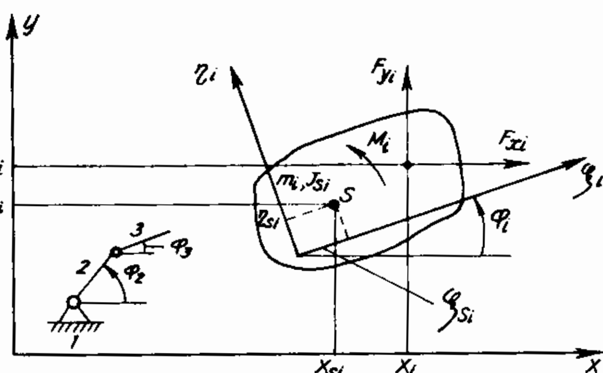
m_i - khối lượng vật;

J_{Si} - mômen quán tính;

M_i, F_{xi}, F_{yi} - mômen và ngoại lực tác dụng lên vật i;

Tọa độ tổng quát q; $(q = \varphi_2)$.

Do là chuyển động phẳng nên vị trí của khâu i được xác định hoàn toàn khi biết X_{Si}; Y_{Si} và φ_i.



Hình 8.1: Khâu có chuyển động phẳng

Dễ thấy rằng X_{Si}, Y_{Si}; φ_i là hàm số của q.

Hay:

$$X_{Si} = X_{Si}(q)$$
$$Y_{Si} = Y_{Si}(q) \qquad (8.1)$$
$$\varphi_i = \varphi_i(q)$$

Do q = q(t) nên ta có:

$$X_{Si} = X_{Si}[q(t)]$$
$$Y_{Si} = Y_{Si}[q(t)] \qquad (8.2)$$
$$\varphi_i = \varphi_i[q(t)]$$

Như đã biết chuyển động của hệ phù hợp với liên kết sẽ hoàn toàn xác định khi biết quy luật chuyển động của khâu dẫn q. Như đã nêu trong chương 2 để thiết lập phương trình miêu tả chuyển động của hệ ta áp dụng phương trình Lagrange loại II có dạng sau:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = Q_k(t) \qquad (8.3)$$

Với:

T - động năng của hệ;

Q - lực quy đổi về khâu dẫn.

Xác định động năng T: Động năng T của hệ được viết dưới dạng sau:

$$T = \frac{1}{2}\sum_{i=2}^{n}\left[m_i(\dot{X}_{Si}^2 + \dot{Y}_{Si}^2) + J_{Si}.\dot{\varphi}^2\right] \qquad (8.4)$$

Chú ý đến (8.1) và (8.2) ta có:

$$\left.\begin{aligned} \dot{X}_{Si} &= \frac{dX_{Si}}{dt} = \frac{dX_{Si}}{dq}.\frac{dq}{dt} = X'_{Si}.\dot{q} \\ \dot{Y}_{Si} &= \frac{dY_{Si}}{dt} = \frac{dY_{Si}}{dq}.\frac{dq}{dt} = Y'_{Si}.\dot{q} \\ \dot{\varphi}_i &= \varphi'_i.\dot{q} \end{aligned}\right\} \qquad (8.5)$$

Tương tự như trên, khi tiến hành đạo hàm bậc 2 theo t của X_{Si}, ta có:

$$\ddot{X}_{Si}(q,t) = \frac{d^2X_{Si}}{dt^2} = \frac{d\dot{X}_{Si}}{dt} = \frac{dX'_{Si}}{dt}\dot{q} + X'_{Si}\cdot\frac{d\dot{q}}{dt} = X''_{Si}(q).\dot{q}^2(t) + X'_{Si}(q).\ddot{q}(t) \quad (8.6)$$

Một cách tương tự có thể lấy đạo hàm bậc hai của Y_{Si} và φ_i theo t. Viết một cách tổng quát ta có:

$$\begin{aligned} \ddot{X}_{Si}(q,t) &= X''_{Si}.(q)\,\dot{q}^2(t) + X'_{Si}(q).\ddot{q}(t) \\ \ddot{Y}_{Si}(q,t) &= Y''_{Si}.(q).\dot{q}^2(t) + Y'_{Si}(q).\ddot{q}(t) \\ \ddot{\varphi}_i(q,t) &= \varphi''_i(q)\dot{q}^2(t) + \varphi'_i(q).\ddot{q}(t) \end{aligned} \quad (8.7)$$

Thay (8.5) vào (8.4) và rút gọn:

$$T = \frac{1}{2}\dot{q}^2\sum_{i=2}^{n}\left[m_i X'^2_{Si} + Y'^2_{Si}) + J_{Si}.\varphi'^2_i\right] \quad (8.8)$$

Gọi:

$$\sum_{i=2}^{n}\left[m_i(X'^2_{Si} + Y'^2_{Si}) + J_{Si}.\varphi'^2_i\right] = J(q) \quad (8.9)$$

Ta có:

$$T = \frac{1}{2}J(q).\dot{q}^2 \quad (8.10)$$

Với: J(q) được gọi là mômen quán tính thu gọn. Từ (8.8) và (8.9) có thể rút ra các nhận xét sau:

- Động năng được sinh ra từ đại lượng thu gọn J(q) bằng động năng sinh ra của tất cả *các khâu* chuyển động của máy.

- Đại lượng thu gọn J(q) có thứ nguyên là mômen quán tính nếu khâu thu gọn q là khâu quay và có thứ nguyên là khối lượng nếu q là khâu chuyển động thẳng, khi đó có thể viết là m(q).

- Giá trị của J(q) luôn luôn dương và không phụ thuộc vào hướng chuyển động của cơ cấu.

Xác định lực thu gọn:

Lực thu gọn là lực đặt ở khâu thu gọn.

Xuất phát từ điều kiện cân bằng về công sinh ra của lực thu gọn phải bằng tổng công sinh ra của các ngoại lực F_{Xi}, F_{yi}, M_i tác dụng lên cơ cấu ta có:

$$dW = Q.dq = \sum_{i=2}^{n}(F_{xi}.dx_i + F_{yi}.dy_i + M_i.d\varphi_i) \quad (8.11)$$

Với X_i, Y_i, φ_i là tọa độ và góc quay điểm đặt lực và khâu chịu mômen.

Chia hai vế (8.11) cho dt ta có:

$$Q \cdot \frac{dq}{dt} = \sum_{i=2}^{n}\left(F_{xi} \cdot \frac{dx_i}{dt} + F_{yi} \cdot \frac{dy_i}{dt} + M_i \cdot \frac{d\varphi_i}{dt}\right) \quad (8.12)$$

Hay:

$$Q.\dot{q} = \sum_{i=2}^{n} (F_{xi}X'_i + F_{yi}.Y'_i + M_i.\varphi'_i).\dot{q} \quad (8.13)$$

Suy ra:

$$Q = \sum_{i=2}^{n} (F_{xi}.X'_i + F_{yi}.Y'_i + M_i.\varphi'_i) \quad (8.14)$$

Khác với mômen quán tính thu gọn, lực thu gọn Q phụ thuộc vào các ngoại lực kể cả lực phát động nên trong trường hợp tổng quát $Q = Q(q, \dot{q}, t)$.

Thứ nguyên của Q là thứ nguyên của mô men nếu tọa độ tổng quát q là góc quay và là thứ nguyên của lực nếu tọa độ tổng quát là chuyển vị thẳng.

Phương trình miêu tả chuyển động của hệ:

Thay các phương trình (8.10), (8.11), (8.14) vào phương trình Lagrange loại II (§7.3):

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} = J(q).\dot{q}$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}}\right) = \frac{d}{dt} J(q).\dot{q}^2 + J(q) \cdot \frac{d\dot{q}}{dt} = J'(q)q^2 + J(q).\ddot{q}$$

$$\frac{\partial T}{\partial q} = \frac{1}{2} J'(q).\dot{q}^2$$

Suy ra phương trình miêu tả chuyển động của máy khi q là góc quay φ có dạng:

$$J(\varphi).\ddot{\varphi} + \frac{1}{2} J'(\varphi).\dot{\varphi}^2 = Q(\varphi,\dot{\varphi},t) \quad (8.15)$$

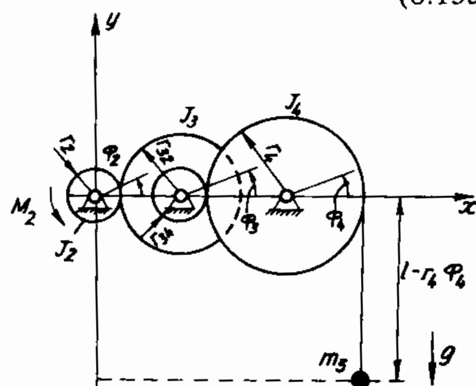
Hoặc:

$$m_{(x)}.\ddot{x} + \frac{1}{2} m'_{(x)}.\dot{x}^2 = F(x,\dot{x},t) \quad (8.15a)$$

8.2.2. Ví dụ

Cho sơ đồ tời nâng như hình 8.2. Giả thiết các khâu cứng tuyệt đối, khối lượng cáp bỏ qua.

Mômen quán tính các bánh răng J_2, J_3, J_4 bằng hằng, khâu 2 là khâu dẫn. Hãy lập phương trình miêu tả chuyển động của hệ.



Hình 8.2: *Sơ đồ cơ cấu nâng của cần trục*

Từ sơ đồ cơ cấu ta có:

$$\varphi_3 = -\frac{r_2}{r_{32}}.\varphi_2 \; ; \; \varphi_4 = \frac{r_2}{r_{32}}.\frac{r_{34}}{r_4}.\varphi_2$$

$$y_{S5} = \varphi_2.\frac{r_{34}}{r_{32}}.\, r_2 - l$$

Từ (8.9) ta có:

$$J(\varphi_2) = \sum_{i=2}^{n}\left[m_i.(X'^2_{S5}(\varphi_2) + Y'^2_{S5}(\varphi_2) + J_{Si}.\varphi'^2_i.(\varphi_2)\right] \tag{8.16}$$

Với:

$$\varphi'_2.(\varphi_2) = 1 \; ; \; \varphi'_3(\varphi_2); = -\frac{r_2}{r_{32}} = i_{32}$$

$$\varphi'_4(\varphi_2) = \frac{r_2}{r_{32}}.\frac{r_{34}}{r_4} = i_{42} \; ; \quad Y'_{S5}(\varphi_2) = r_2.\frac{r_{34}}{r_{32}}$$

Do chỉ xét chuyển động thẳng đứng nên $X'_{S5}(\varphi_2) = 0$.

Thay các biểu thức vừa tìm vào (8.16):

$$J(\varphi_2) = J_2 + J_3.i_{32}^2 + j_4.i_{42}^2 + m_5.\left(r_2 \cdot \frac{r_{34}}{r_{32}}\right) \tag{8.17}$$

Từ (8.17) thấy ngay $J(\varphi_2)$ = const và giá trị dương không phụ thuộc vào tỉ số truyền i. Áp dụng phương trình (8.17) ta có phương trình miêu tả chuyển động của hệ được viết dưới dạng sau:

$$\left[J_2 + J_3.i_{32}^2 + J_4.i_{42}^2 + m_5.\left(r_2 \cdot \frac{r_{34}}{r_{32}}\right)^2\right].\ddot{\varphi}_2 + m_5.g.\left(r_2\cdot \frac{r_{34}}{r_{32}}\right) = M_2 \tag{8.18}$$

§8.3. PHƯƠNG PHÁP GIẢI PHƯƠNG TRÌNH CHUYỂN ĐỘNG

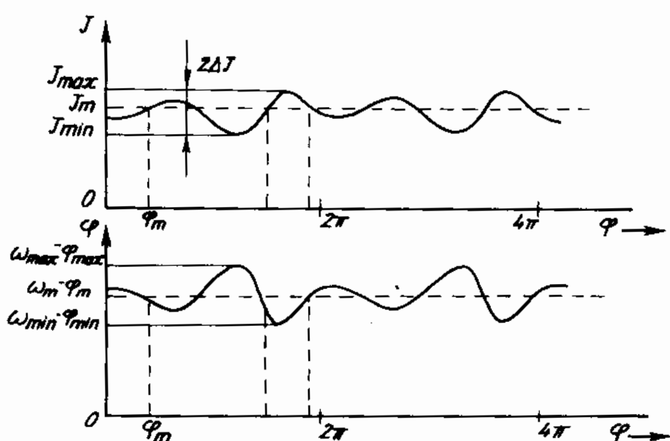
8.3.1. Khái niệm

Phương trình (8.15) và (8.15a) là phương trình tổng quát miêu tả chuyển động của máy có khâu cứng.

Việc giải (8.15) hoặc (8.15a) cho phép hoặc là xác định quy luật chuyển động của khâu dẫn q(t) nếu biết $Q(q, \dot{q}, t)$ hoặc là ngược lại khi đã biết q = q(t) có thể tìm được $Q = Q(q, \dot{q}, t)$ gây ra chuyển động đã cho. Tuy nhiên do tính phi tuyến của (8.15) hàm q = q(t) trong trường hợp tổng quát chỉ có thể giải gần đúng bằng phương pháp số.

Hàm q(t) chỉ nhận được dưới dạng giải tích trong trường bảo toàn, nói khác đi khi các hệ số của (8.15) là hằng hoặc chỉ phụ thuộc vào chuyển vị. Có nhiều phương pháp để giải gần đúng phương trình (8.15) song thường hay sử dụng là phương pháp đồ thị khai triển theo chuỗi và phương pháp runge-kutta, |1|, |4|, |5|...

Trạng thái chuyển động của máy phổ biến gồm 3 giai đoạn: khởi động (mở máy), chuyển động ổn định và tắt máy (hoặc phanh) trong đó giai đoạn chuyển động ổn định là giai đoạn làm việc của máy (hình 8.3). Với những máy như vậy, đặc biệt với máy có vận tốc cao, mục đích việc nghiên cứu của động lực học máy là sau khi đã xác định được quy luật chuyển động q = q(t), thực hiện các biện pháp kĩ thuật hoặc là để giảm tối đa biên độ dao động của vận tốc hoặc là đưa máy trở lại chuyển động bình ổn, tự đó làm giảm tải động phụ tác động lên máy và cơ cấu. Nội dung các công việc nêu trên đã được trình bầy trong giáo trình nguyên lí máy hoặc các tài liệu tham khảo nên không trình bầy ở đây.



Hình 8.3: Các giai đoạn chuyển động của máy.

Tuy nhiên một số máy, như cần trục, máy xúc, máy ép... do đặc điểm công việc thường làm việc chủ yếu ở giai đoạn khởi động và phanh.

Với các loại máy nêu trên mục đích của việc nghiên cứu động lực học máy là xác định tải trọng động lực phát sinh trong quá trình làm việc thông qua việc giải phương trình chuyển động và từ đó tìm các biện pháp kĩ thuật để hạn chế tối đa tác hại của tải trọng động phát sinh và là tải trọng khi tính toán thiết kế.

8.3.2. Quá trình khởi động hoặc phanh

Trong quá trình khởi động máy chuyển từ trạng thái đứng yên đến trạng thái chuyển động với số vòng quay danh nghĩa trong khoảng thời gian ngắn. Để dễ hình dung, xét trường hợp khởi động máy khi mômen quán tính thu gọn J và mômen M là hằng số. Khi đó phương trình miêu tả chuyển động máy (8.15) có dạng:

$$J.\ddot{\varphi} = M \qquad (8.19)$$

Tích phân phương trình (8.19) ta có:

$$\dot{\varphi} = \frac{M}{J} \cdot t + C_1$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{M}{2J} \cdot t^2 + C_1.t + C_2 \qquad (8.20)$$

Giả sử có điều kiện đầu khi khởi động:

$$t = 0; \quad \varphi_o = 0; \quad \dot{\varphi}_o = 0$$

Gọi thời gian khởi động là t_a, vận tốc danh nghĩa cần đạt tại t_a là $\dot{\varphi}_a$ (hay ω) chú ý đến (8.19) và (8.20) ta có:

$$t_a = \frac{J.\dot{\varphi}}{M} = \frac{J.\omega}{M}$$

$$\varphi_a = \frac{J.\omega^2}{2M} \qquad (8.21)$$

Từ (8.19) và (8.21) dễ thấy rằng gia tốc khởi động $\ddot{\varphi}_a$ hay ε và thời gian khởi động t_a phụ thuộc vào M và J, vì vậy khi thiết kế phải chọn J và mômen khởi động sao cho thời gian khởi động là nhỏ nhất có thể với gia tốc ε có thể chấp nhận được.

Một cách tương tự ta có thể xét quá trình phanh bằng cách thay đổi điều kiện biên và dấu của lực thu gọn.

8.3.3. Quá trình chuyển động ổn định

Trong giai đoạn chuyển động ổn định vận tốc khâu dẫn thay đổi có chu kì.

Đại lượng đặc trưng cho giai đoạn này là hệ số không đều δ.

$$\delta = \frac{\dot{\varphi}_{max} - \dot{\varphi}_{min}}{\dot{\varphi}_{tb}} = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{tb}} \qquad (8.22)$$

Với:

$$\omega_{tb} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}$$

Ta có:

$$\delta = 2\frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{max} + \omega_{min}} \qquad (8.23)$$

Dễ thấy giá trị của δ nằm trong khoảng:

$$0 \le \delta \le 2 \qquad (8.24)$$

Hệ số δ càng nhỏ chuyển động của máy càng đều và ngược lại. Điều này rất quan trọng với máy làm việc lâu dài với vận tốc cao. Để đảm bảo giá trị δ nằm trong phạm vi cho phép khi thiết kế người ta thường làm tăng mômen quán tính của máy bằng cách lắp thêm vào máy khâu quay có mômen quán tính J_d. Khâu này được gọi là bánh đà. Để thu gọn kích thước, bánh đà thường được lắp ở khâu có vận tốc cao. Do việc tính toán bánh đà, tính toán phản lực khớp động, cân bằng vật quay, cân bằng máy và điều chỉnh chuyển động đã được trình bầy kĩ trong giáo trình nguyên lí máy đã học hoặc trong các tài liệu tham khảo [1], [4], [6] nên không nêu chi tiết trong giáo trình này.

8.3.4. Ví dụ

Cho cơ cấu xe con của cần trục có sơ đồ như hình 8.4.

Cho trước: Khối lượng toàn bộ xe con m = 1500kg.

Mômen quán tính thu gọn về trục động cơ của động cơ, khớp nối, bộ truyền $J_M = 3,6 kgm^2$.

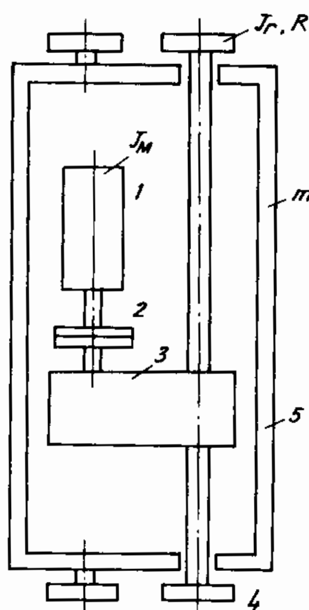
Mômen quán tính của bánh xe $J_R = 0,1 kgm^2$.

Bán kính bánh xe R = 16cm.

Tỉ số truyền giữa động cơ và bánh xe di chuyển i = 24,6.

Bỏ qua lực cản ma sát.

Hãy xác định mômen M của động cơ sao cho từ vị trí đứng yên sau 3,6 giây xe con đạt được vận tốc v = 40m/ph.



Hình 8.4: Sơ đồ cơ cấu xe con của cần trục
1. Động cơ;
2. Khớp nối;
3. Bộ truyền;
4. Bánh xe di chuyển;
5. Khung xe.

Do khâu dẫn là khâu quay nên phương trình chuyển động của máy có dạng:

$$J(\varphi).\ddot{\varphi} + \frac{1}{2}J'(\varphi).\dot{\varphi}^2 = M \quad (8.25)$$

Theo (8.9) ta có:

$$J(\varphi) = \sum_{i=2}^{4}\left[m_1.(X'^2_{Si} + Y'^2_{Si}) + J_{Si}.\varphi'^2_i\right] \quad (8.26)$$

Gọi quãng đường di chuyển của cần trục là S ta có:

$$S = R.\varphi_R$$

Theo đầu bài:

$$i = \frac{\varphi}{\varphi_r} \Rightarrow \varphi_r = \varphi \cdot \frac{1}{i} = \varphi_r(\varphi)$$

Suy ra: $$\dot{\varphi}_R(\varphi) = \frac{d\varphi_r}{d\varphi} = \frac{1}{i} \quad (8.27)$$

Và: $$S'(\varphi) = \frac{dS}{d\varphi} = \frac{1}{i} \cdot R \qquad (8.28)$$

Chú ý đến (8.27), (8.28) có thể viết (8.26) dưới dạng sau:

$$J(\varphi) = \sum\left[m(S'^2(\varphi)) + 4J_R \cdot \varphi_R'^2(\varphi) + J_M\right] \qquad (8.29)$$

Suy ra:

$$J(\varphi) = m\left(\frac{R}{i}\right)^2 + 4J_R \cdot \frac{1}{i^2} + J_M = \text{hằng} \qquad (8.30)$$

Do $J(\varphi)$ = hằng nên phương trình chuyển động của cơ cấu có dạng:

$$J(\varphi).\ddot{\varphi} = M \qquad (8.31)$$

Gọi gia tốc trong quá trình chuyển động là $\ddot{\varphi}$ ta có:

$$\ddot{\varphi} = \frac{\dot{\varphi}_a}{t_a} = \frac{\omega_a}{t_a}$$

Với ω_a là vận tốc góc của động cơ tại thời điểm t_a.

Biết: $$\frac{\omega_a}{\omega_R} = i \text{ và } \omega_R = \frac{V}{R}$$

Suy ra: $$a = \frac{i.V}{R \cdot t_a} \qquad (8.32)$$

Thay số vào (8.30), (8.32) và sau đó $\ddot{\varphi}$ vào (8.31) ta có M = 104 Nm.

Như vậy nếu cho trước gia tốc khi khởi động, giá trị của $J(\varphi)$ quyết định giá trị mômen khởi động M.

Chương 9

CÁC MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC THƯỜNG GẶP TRONG MÁY XÂY DỰNG

§9.1. KHÁI NIỆM

Máy xây dựng là một trong nhiều lĩnh vực của ngành chế tạo máy, vì vậy nội dung bài toán động lực học máy xây dựng không tách rời nội dung của bài toán động lực học máy. Song do đặc điểm về nguyên lí làm việc, về tính năng kĩ thuật, về lực cản công nghệ... nên nội dung bài toán động lực học máy xây dựng rất đa dạng.

Theo nội dung có thể phân sơ bộ bài toán động lực học máy xây dựng thành các nhóm chính sau:

Nhóm 1: Nghiên cứu, tính toán ảnh hưởng của tải trọng động lực phát sinh trong quá trình làm việc đến các chi tiết, các cụm chi tiết, các cơ cấu dẫn và truyền động, cũng như đến các kết cấu có liên quan như kết cấu thép, móng máy...

Tùy theo nội dung nghiên cứu người ta sử dụng hoặc là mô hình máy có khâu cứng tuyệt đối hay nói khác đi không xem xét đến chuyển động tương đối giữa các khâu do biến dạng đàn hồi, hoặc là các mô hình mà giữa các khâu có khối lượng được nối với nhau bằng các phần tử đàn hồi và giảm chấn có hoặc không có khối lượng.

Mô hình máy có khâu cứng tuyệt đối thường được dùng khi nghiên cứu, tính toán thời gian mở máy, thời gian phanh, tính toán phản lực khớp động, tính toán móng máy... (xem chương 4, chương 8 và chương 10).

Mô hình có kể đến sự đàn hồi các khâu thường gặp trong tính toán động lực học các cơ cấu nâng, cơ cấu quay, cơ cấu di chuyển của cần trục, máy xúc, thang máy, ổn định động lực...

Khi tính toán bền các chi tiết, cụm chi tiết hoặc kết cấu, tác động của tải trọng động lực được đánh giá bằng hệ số tải trọng động hoặc hệ số động lực k_d. Tải trọng động được phân thành tải trọng động quán tính nếu máy được xem là cứng tuyệt đối và tải trọng động động lực nếu có xem xét đến sự đàn hồi của các khâu.

Hệ số tải trọng động thường được định nghĩa là tỉ số giữa tải trọng động lực nhận được sau khi giải phương trình miêu tả chuyển động của mô hình nghiên cứu và các tải tĩnh trong tổ hợp tải trọng tương ứng.

Khi nghiên cứu kết cấu thép máy xây dựng người ta coi vùng làm việc của chúng nằm trong miền đàn hồi nên hệ số động lực còn được định nghĩa như sau [15]:

$$k_d = \frac{y_{max}}{y_t}$$

Trong đó:

y_{max} - độ võng lớn nhất do tải trọng động lực sinh ra;

y_t - độ võng lớn nhất do tải trọng tĩnh tương ứng gây ra.

Nhóm 2: Nghiên cứu ảnh hưởng của thông số động lực của hệ đến chất lượng sản phẩm, năng suất, kết cấu của máy để từ đó xác định được các thông số làm việc hợp lí của chúng.

Đây là nội dung cơ bản của việc nghiên cứu động lực học của các máy làm việc theo nguyên lí rung, rung ép, va rung như các máy đầm chặt và tạo hình sản phẩm từ bêtông, đầm đất, các búa rung, sàng rung, nghiền rung, vận chuyển rung...

Nhóm 3: Nghiên cứu ảnh hưởng của dao động đến môi trường xung quanh cũng như tác động của nó đến độ chính xác của các máy, các công trình và đặc biệt đến sức khỏe người lao động. Các kết quả nghiên cứu phục vụ chủ yếu cho các công việc phòng và chống rung.

Do nội dung nghiên cứu động lực học máy nói chung và động lực học máy xây dựng nói riêng rất đa dạng, phức tạp và do tính chất, thời lượng của giáo trình, dưới đây chỉ trình bầy như là những thí dụ việc nghiên cứu động lực học máy xây dựng.

§9.2. XÁC ĐỊNH MÔ HÌNH NGHIÊN CỨU

Việc chọn hợp lí mô hình tính toán động lực là bước có tính chất quyết định đến kết quả nghiên cứu. Mô hình hợp lí là mô hình đơn giản nhất có thể được song phải có kết quả phù hợp với thực tế với độ chính xác yêu cầu (mô hình tối thiểu). Việc chọn mô hình nghiên cứu cho mỗi loại máy, thậm chí cho cùng một loại máy phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau như mục đích đặt ra, mức độ chính xác yêu cầu, phương tiện sẵn có.

Thông thường ứng với mỗi loại máy có một hoặc một số mô hình đã được nghiên cứu, vì vậy khi chọn mô hình mới, bên cạnh việc phân tích mô hình sẵn có cần phải làm sáng tỏ một số câu hỏi chủ yếu sau:

- Còn có thể sử dụng mô hình tuyến tính hay buộc phải sử dụng mô hình phi tuyến, yếu tố nào dẫn hệ đến hệ phi tuyến.
- Số bậc tự do cần bao nhiêu để đủ có thể chấp nhận được.
- Có những chỉ dẫn nào tỏ ra đủ chính xác để xác định các thông số của hệ.
- Có thể kiểm tra được kết quả tính toán hay không.

Việc trả lời các câu hỏi đặt ra trên đây không dễ dàng và tùy thuộc rất nhiều vào mục đích yêu cầu được đặt ra [4]. Tuy mô hình càng phức tạp thì càng gần với thực tế, song sẽ có rất ít tác dụng nếu không có các chỉ dẫn đủ chính xác để xác định thông số của hệ, vì đây là các yếu tố cơ bản gây ra sự sai khác giữa kết quả tính toán và thực tế. Khó khăn nhất khi xác định các thông số của hệ là xác định chính xác thông số giảm chấn, vì vậy trong mô hình không nên sử dụng quá nhiều phần tử giảm chấn.

Khi nghiên cứu động lực học máy có thể xem là cứng tuyệt đối hoặc được nối với nhau bằng các phần tử đàn hồi, giảm chấn tuyến tính hoặc phi tuyến tùy thuộc vào kết cấu của máy và đặc tính kĩ thuật của chúng nhất là vận tốc khi làm việc. Có thể sử dụng mô hình cứng tuyệt đối để nghiên cứu máy nếu tần số riêng thấp nhất của hệ lớn hơn tần số kích động cao nhất. Trong trường hợp ngược lại phải sử dụng hệ có nhiều bậc tự do. Tất nhiên việc giải hệ phương trình nhiều bậc tự do rất phức tạp và tốn thời gian, song hiện nay vẫn đề này không còn là trở ngại quá lớn nếu sử dụng các chương trình có sẵn như Matlab, Mathematika, Alaska...

Trong máy xây dựng người ta sử dụng cả mô hình có khâu cứng tuyệt đối lẫn mô hình có khâu nối với nhau bằng các phần tử đàn hồi và giảm chấn với số bậc tự do thường từ một đến ba (xem ví dụ nêu trong bảng 9.1).

§9.3. CÁC ĐẠI LƯỢNG THU GỌN VÀ KHÂU THU GỌN

Khi nghiên cứu động lực máy có khâu cứng tuyệt đối thường sử dụng các đại lượng thu gọn như khối lượng thu gọn, lực thu gọn, độ cứng thu gọn... Khâu đặt các đại lượng thu gọn được gọi là khâu thu gọn. Về mặt lí thuyết khâu thu gọn có thể chọn khâu bất kì, song thường gặp nhất là khâu dẫn.

Việc xác định các đại lượng thu gọn đều dựa trên nguyên lí cân bằng năng lượng và đã được nêu trong giáo trình nguyên lí máy và trong các chương 4, chương 8 nên dưới đây chỉ bổ sung một số ví dụ.

Bảng 9.1. Một số mô hình động lực trong máy xây dựng

Thứ tự	Mô hình	Lĩnh vực áp dụng
1		Tính toán lắc ngang của tải trọng khi xe con di chuyển. m - tải trọng; *l* - cáp nâng; v(t) - vận tốc di chuyển xe con; φ - góc lắc.
2		Tính toán động lực học sàng rung. m - Khối lượng; C_1, C_o - độ cứng lò xo; r - độ lệch tâm; ω - Vận tốc góc.

Bảng 9.1. (tiếp theo)

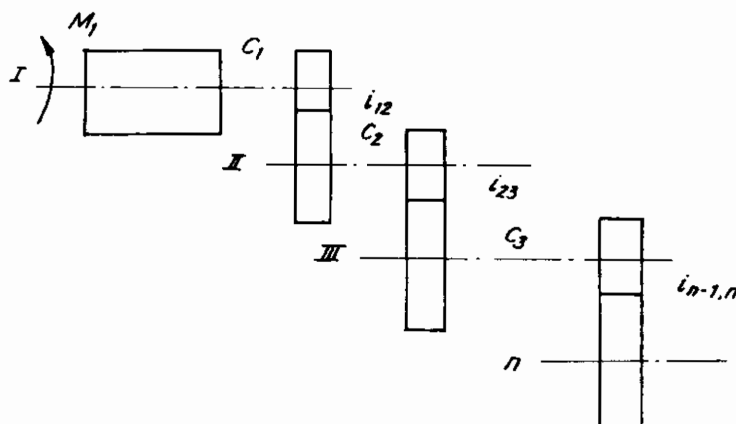
Thứ tự	Mô hình	Lĩnh vực áp dụng
3		Tính toán động lực thiết bị vận chuyển rung. m - khối lượng; r - bán kính tay quay; C'- độ cứng tay biên; c - tổng độ cứng các phần tử đàn hồi.
4		Tính toán động lực học cơ cấu thay đổi tầm với m_A - khối lượng cần; m_L - khối lượng tải trọng; C_1, C_2 - độ cứng của cáp; l_1, l_0 - chiều dài cáp cần và cáp nâng; α - góc nghiêng cần; φ, ψ, x - các tọa độ..
5		Tính toán lu rung. E_B, d_B, ρ_B, A_B, h_B - môđun đàn hồi, độ giảm chấn, trọng lượng thể tích, diện tích, chiều cao vật liệu cần đầm; C_1, C_2, m_2, u_2, ω_2- độ cứng, khối lượng lu, mômen tĩnh, vận tốc trục lệch tâm; m_1 - khối lượng đất dao động theo; b_1, b_2 - giảm chấn.

Bảng 9.1. (tiếp theo)

Thứ tự	Mô hình	Lĩnh vực áp dụng
6		Tính toán bàn rung có gia tải (hoặc không). E_B, d_B, ρ_B, A_B, h_B - môđun đàn hồi, độ giảm chấn, trọng lượng thể tích, diện tích và chiều cao sản phẩm; C_1, b_1, ω_1, u_1, m_1, m_2 - độ cứng lò xo, giảm chấn, vận tốc góc, mômen tĩnh, khối lượng của bàn rung và gia tải.
7		Tính toán dầm cạnh. E_B, d_B, ρ_B, A_B, h_B - như đã nêu ở mô hình 6; C_1, b_1, m_1, u_1, ω_1, C_2, m_2, b_2, u_2, ω_2 - thông số tương ứng như ở mô hình 6.
8		Tính toán móng máy. m_M - khối lượng máy; m_F - khối lượng móng; C, b - độ cứng và giảm chấn của nền.

9.3.1. Ví dụ 1:

Cho sơ đồ cơ cấu trình bày trên hình 9.1. Xác định độ cứng thu gọn của hệ về trục động cơ.



Hình 9.1: *Sơ đồ cơ cấu*

Xuất phát từ điều kiện cân bằng thế năng:

$$U = \sum U_i \tag{9.1}$$

Trong đó: U - thế năng do khâu thu gọn sinh ra;

U_i - thế năng do khâu i của cơ cấu sinh ra.

Ta có:
$$\frac{1}{2} C_{tg}.\Delta\varphi^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n} C_i.\Delta\varphi_i^2 \tag{9.2}$$

Hay:
$$C_{tg} = \sum_{i=1}^{n} C_i \left(\frac{\Delta\varphi_i}{\Delta\varphi}\right)^2 \tag{9.3}$$

Trong đó:

C_{tg}, C_i - độ cứng thu gọn, độ cứng khâu i;

$\Delta\varphi$, $\Delta\varphi_i$ - góc xoay của khâu thu gọn và khâu i.

Với khâu 1 là khâu dẫn, từ sơ đồ ta có:

$$\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi = \frac{M_1}{C_1}$$

$$\Delta\varphi_2 = \frac{M_2}{C_2} = \frac{M_1 . i_{12}}{C_2}$$

$$\Delta\varphi_3 = \frac{M_3}{C_3} = \frac{M_2}{C_3}.i_{23} = \frac{M_1}{C_2}. i_{12}.i_{23} = \frac{M_1}{C_2} i_{13}$$

$$\Delta\varphi_n = \frac{M_n}{C_n} = \dots = \frac{M_1}{C_n} . i_{12} . i_{23} . i_{n-1,n} = \frac{M_1}{C_n} i_{1,n} \qquad (9.4)$$

Thay (9.4) vào (9.3) và sau một vài phép biến đổi đơn giản ta có:

$$C_{tg} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} i_{1i}^2 / C_i} \qquad (9.5)$$

Nếu kể đến hiệu suất truyền động giữa các khâu ta có:

$$C_{tg} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} i_{1i}^2 . \eta_{1i} / C_i} \qquad (9.6)$$

Dễ nhận thấy rằng giá trị của C_{tg} phụ thuộc vào việc chọn khâu thu gọn cũng như vị trí tác dụng lực vào khâu nào trong cơ cấu. Việc xác định giá trị C_{tg} khi khâu thu gọn không phải là khâu dẫn và lực tác dụng ở khâu bất kì về nguyên tắc tính cũng giống như trên nên không nêu ở đây, người đọc có thể tham khảo trong các tài liệu |11|, |14|.

9.3.2. Ví dụ 2

Cho cơ cấu nâng như hình 9.2a. Thiết lập mô hình tính, xác định độ cứng và giảm chấn thu gọn. Bỏ qua tổn hao khi truyền động.

Với cơ cấu nâng đã cho ta có thể chọn các sơ đồ tính toán khác nhau. Trên hình 9.2b, c, d trình bày 3 dạng mô hình tính thường gặp, trong đó khâu thu gọn được chọn là trục động cơ (hình 9.2b) hoặc vật nâng (hình 9.2c) hoặc không sử dụng khâu thu gọn (hình 9.2d). Do về nguyên tắc cách tính các đại lượng thu gọn giống nhau, nên dưới đây chỉ trình bầy cách tính cho sơ đồ 9.2b.

a) Khối lượng thu gọn

Bỏ qua mômen quán tính của hộp giảm tốc, xuất phát từ điều kiện cân bằng động năng ta có:

$$\frac{1}{2} J_{td} . \omega^2 = \frac{1}{2} J_1 . \omega^2 + \frac{1}{2} J_t . \omega_t^2 + \frac{1}{2} m . v^2$$

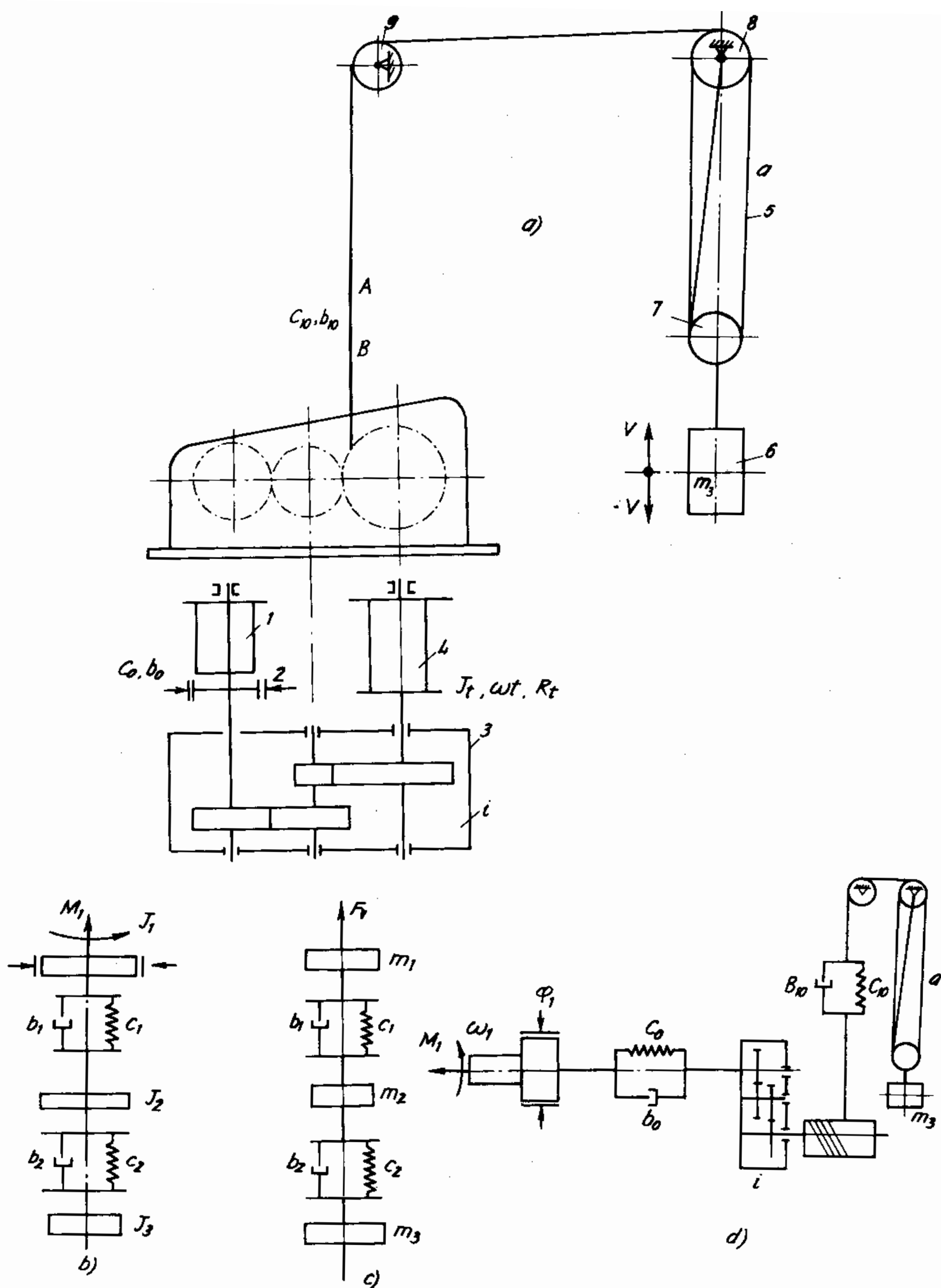
Suy ra:

$$J_{td} = J . \left(\frac{\omega}{\omega}\right)^2 + J_t . \left(\frac{\omega_t}{\omega_1}\right)^2 + m . \left(\frac{R_t . \omega_t}{a . \omega_1}\right)^2 \qquad (9.7)$$

$$J_{td} = J_1 + J_2 + J_3$$

Với:

$$J_2 = J_t \cdot \left(\frac{\omega_t}{\omega}\right)^2 = J_t \cdot \frac{1}{i^2}$$



Hình 9.2:
a) Sơ đồ cơ cấu nâng: 1. Động cơ; 2. Phanh; 3. Hộp giảm tốc; 4. Tang; 5. Palăng; 6. Vật nâng; 7, 8, 9. Các cụm puli; b, c) Mô hình tính toán động lực; d) Mô hình trước khi thu gọn.

$$J_3 = m . \left(\frac{R_t . \omega_t}{a . \omega}\right)^2 = m . R_t^2 . \frac{1}{i^2.a^2}$$

Trong đó:

J_{td} - mômen quán tính thu gọn về trục động cơ;

J_t, R_t, ω_t - mômen quán tính, bán kính và vận tốc góc của tang;

i - tỉ số truyền hộp giảm tốc;

a - bội suất pa lăng.

b) Độ cứng thu gọn

Theo sơ đồ cơ cấu C_o là độ cứng của các cụm chi tiết trước đó đã thu về trục động cơ nên ở mô hình tính đã có $C_o = C_1$, vì vậy chỉ cần tính độ cứng thu gọn của cáp nâng C_2 đặt tại trục động cơ.

Gọi l, Δl và $\Delta\varphi$ lần lượt là chiều dài cáp, độ dãn dài của cáp và góc xoắn do cáp tác dụng lên trục động cơ, theo nguyên tắc bảo toàn thế năng ta có:

$$\frac{1}{2} C_{10}.\Delta l^2 = \frac{1}{2} C_2 . \Delta\varphi^2 \quad (9.8)$$

Mặt khác nếu gọi $\Delta\varphi_t$ là góc xoắn do cáp tác dụng lên tang ta có:

$$\Delta\varphi_t = \frac{\Delta l}{D_t/2} = \frac{2\Delta l}{D_t} \quad (9.9)$$

Và
$$\Delta\varphi = i.\Delta\varphi_t \quad (9.10)$$

Thay (9.9), (9.10) vào (9.8) và sau một số biến đổi đơn giản ta có:

$$C_2 = \frac{D_t^2}{4i^2} \cdot C_{10} \quad (9.11)$$

Với giá trị C_{10} được tính như sau.

$$C_{10} = \frac{EF}{a . l} \quad (9.12)$$

Trong đó:

a - bội suất pa lăng

Suy ra:

$$C_2 = \frac{D_t^2}{4i^2} \cdot \frac{EF}{a . l} \quad (9.13)$$

c) Xác định giảm chấn thu gọn

Tương tự như tính toán độ cứng thu gọn, việc xác định giảm chấn thu gọn cũng xuất phát từ sự cân bằng năng lượng và chỉ cần tính b_2.

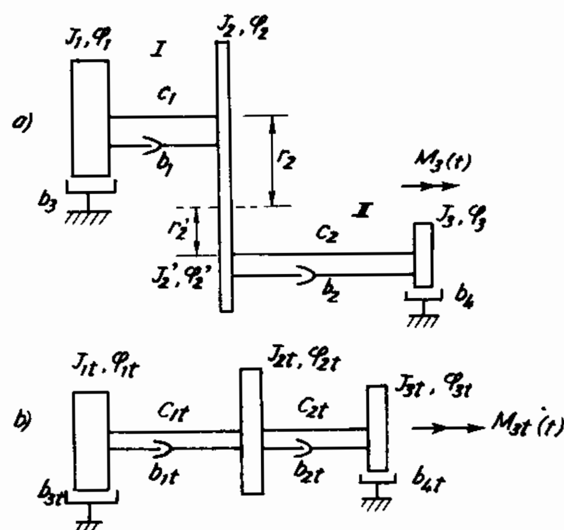
Ta có: $$\frac{1}{2} b_{10} \cdot V^2 = \frac{1}{2} b_2 . \omega^2 \tag{9.14}$$

Với: $$V = \frac{\omega . D_t}{2.i.a}$$

Suy ra: $$b_2 = b_{20} \cdot \frac{D_t^2}{4i.a^2} \tag{9.15}$$

9.3.3. Ví dụ 3

Cho sơ đồ cơ cấu và các thông số như hình vẽ (hình 9.3). Xác định các đại lượng thu gọn khi mô hình tính toán được chọn là mô hình dẫy (hình 9.3b).



Hình 9.3: Sơ đồ cơ cấu và mô hình tính 1, 2, 3, 4. Các khâu. J_i, φ_i – mômen quán tính và góc xoay của các khâu; J_{it}, φ_{it} – mômen quán tính và góc xoay thu gọn; C_i, b_i – độ cứng và hệ số giảm chấn của các khâu; C_{it}, b_{it} – độ cứng và hệ số giảm chấn thu gọn; $M_3(t)$, $M_{3t}(t)$ – lực và lực thu gọn; r_2, r''_2 – bán kính vòng tròn lăn bánh răng tương ứng.

Với: $$\varphi_{1t} = \varphi_1; \quad \varphi_{2t} = \varphi_2$$

$$\varphi_2' = \frac{r_2}{r'_2} . \varphi_2 = i.\varphi_2 \tag{9.16}$$

$$\varphi_3 = -\varphi_{3t} . \frac{r_2}{r'_2} = i\varphi_{3t} \quad ; i = -\frac{r_2}{r'_2}$$

Từ các đại lượng đã cho có thể xác định được các đại lượng thu gọn

a. Xác định mômen quán tính thu gọn

Dựa vào điều kiện cân bằng động năng khi thu về trục I ta có:

$$\frac{1}{2} J_{1t} . \dot{\varphi}_{1t}^2 = \frac{1}{2} J_1 . \dot{\varphi}_1^2$$

$$\frac{1}{2}J_{2t}.\dot{\varphi}_{2t}^2 = \frac{1}{2}J_2\dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2}J'_2\dot{\varphi}'^2_2$$

$$\frac{1}{2}J_{3t}.\dot{\varphi}_{3t}^2 = \frac{1}{2}J_3.\dot{\varphi}_3^2 \qquad (9.17)$$

Thay (9.16) vào (9.17) suy ra:

$$J_{1t} = J_1; \quad J_{2t} = J_2 + J'_2.i^2; \quad J_{3t} = J_3.i^2 \qquad (9.18)$$

b) Độ cứng trục thu gọn

Xuất phát từ cân bằng thế năng đàn hồi ta có:

$$\frac{1}{2}C_{1t}.(\varphi_{1t} - \varphi_{2t})^2 = \frac{1}{2}C_1.(\varphi_1 - \varphi'_2)^2$$

$$\frac{1}{2}C_{2t}.(\varphi_{2t} - \varphi_{3t})^2 = \frac{1}{2}C_2.(\varphi'_2 - \varphi_3)^2 \qquad (9.19)$$

Suy ra:

$$C_{1t} = C_1 \; ; C_{2t} = C_2.i^2 \qquad (9.20)$$

c) Hệ số cản thu gọn

Xuất phát từ điều kiện cân bằng công của mômen cản tương ứng bằng nhau ta có:

$$b_{3t} . \dot{\varphi}_{1t} . \varphi_{1t} = b_3 . \dot{\varphi}_1 . \varphi_1$$

$$b_{4t} . \dot{\varphi}_{3t} . \varphi_{3t} = b_4 . \dot{\varphi}_3 . \varphi_3$$

$$b_{1t}.(\dot{\varphi}_{2t} - \dot{\varphi}_{1t})(\varphi_{2t} - \varphi_{1t}) = b_1.(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1)(\varphi_2 - \varphi_1) \qquad (9.21)$$

$$b_{2t}.(\dot{\varphi}_{3t} - \dot{\varphi}_{2t})(\varphi_{3t} - \varphi_{2t}) = b_2.(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2)(\varphi_3 - \varphi_2)$$

Suy ra:

$$b_{3t} = b_3; \; b_{4t} = b_4.i^2 \; ; \; b_{1t} = b_1 \; ; \; b_{2t} = b_2.i^2 \qquad (9.22)$$

d) Mô men thu gọn

Xuất phát từ điều kiện cân bằng về công ta có :

$$M_{3t}(t).\varphi_{3t} = M_3(t).\varphi_3 \qquad (9.23)$$

Suy ra: $$M_{3t}(t) = M_3(t).i \qquad (9.24)$$

§9.4. MÔ HÌNH TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC MÁY NÂNG

9.4.1. Khái niệm

Máy nâng là nhóm máy công tác dùng để thay đổi vị trí của các đối tượng công tác nhờ các thiết bị mang vật trực tiếp hoặc gián tiếp như móc treo, gầu ngoạm, ca bin thang máy...

Chuyển động chính của máy nâng là nâng (hạ) vật theo phương thẳng đứng. Ngoài ra để đảm bảo di chuyển vật đến vị trí mong muốn, tùy theo tính năng kĩ thuật, máy nâng còn có các chuyển động khác như quay quanh trục máy, di chuyển trong mặt phẳng ngang hoặc lắc quanh trục nằm ngang (thay đổi tầm với). Có nhiều cách phân loại khác nhau, song theo quan điểm động lực học máy nâng có thể phân thành các nhóm máy sau:

Nhóm 1: Bao gồm các máy nâng chỉ có chuyển động nâng hạ như tời nâng, thang máy (có hoặc không có đối trọng)... Phần tử đàn hồi chủ yếu trong nhóm máy này là cáp nâng.

Nhóm 2: Bao gồm các máy nâng có chuyển động nâng và một chuyển động ngang như các monoray, cần trục không quay...

Nhóm 3: Bao gồm các cần trục, cầu trục, ngoài chuyển động nâng (hạ) còn có các chuyển động khác như di chuyển, quay, thay đổi tầm với độc lập hoặc đồng thời với chuyển động nâng (hạ).

Nhờ việc phân loại nêu trên khi nghiên cứu động lực học máy nâng người ta xây dựng mô hình tính toán cho các trường hợp sau:

- Mô hình tính toán động lực học cho từng cơ cấu: Cơ cấu nâng; cơ cấu quay; cơ cấu di chuyển; cơ cấu thay đổi tầm với. Tùy theo yêu cầu đặt ra, kết cấu thép có thể được xem là cứng tuyệt đối hoặc đàn hồi.

- Mô hình tính toán động lực học khi nhiều cơ cấu hoạt động đồng thời như di chuyển và nâng (hạ) vật kèm theo lắc ngang, nâng cùng với quay...

- Mô hình tổng thể cho toàn cần trục. Mô hình này thường dùng khi nghiên cứu tổng thể hoặc tính toán ổn định động lực cần trục.

9.4.2. Động lực học cơ cấu nâng

Do chuyển động nâng (hạ) là chuyển động chính, lặp đi lặp lại cùng với quá trình khởi động hoặc phanh nên tải trọng động phát sinh khi cơ cấu nâng làm việc thường khá lớn. Khi nghiên cứu động lực học cơ cấu thường được khảo sát ở các trạng thái chủ yếu sau:

- Khởi động hoặc phanh khi vật đang treo tự do bằng cáp nâng, (theo hướng nâng hoặc hạ).

- Nâng vật khi chưa tách khỏi nền (đàn hồi hoặc không).

- Nâng vật khi kể đến khả năng lật của nó.

Khi xây dựng mô hình tính toán động lực cơ cấu nâng kết cấu thép có thể coi là cứng tuyệt đối hoặc đàn hồi. Mô hình tính toán có thể tuyến tính hoặc phi tuyến, song phổ biến là mô hình tuyến tính có bậc tự do không lớn hơn 3.

a) Mô hình tính toán hai bậc tự do

Hình 9.5 trình bầy mô hình tính toán cơ cấu nâng hai bậc tự do khi vật treo tự do trên cáp nâng. Đây là mô hình đơn giản, tuy nhiên nó cũng cho kết quả với độ chính

xác sơ bộ thỏa mãn với yêu cầu kĩ thuật do thực tế đặt ra. Các khối lượng m_1, m_2, các lực P, Q là các đại lượng thu gọn, lực F là lực đàn hồi do cáp sinh ra. Tùy theo khâu thu gọn được chọn trong sơ đồ tính, trạng thái làm việc khởi động hoặc phanh, chuyển động theo hướng nâng hoặc hạ mà các giá trị m_1, m_2, P, Q được tính và đặt vào sơ đồ.

Theo |15|, khi tính toán động lực học cơ cấu nâng ở chế độ làm việc không ổn định ứng với các trạng thái làm việc có tới 11 sơ đồ tính tương ứng.

Để làm thí dụ xét trường hợp nâng vật, khâu thu gọn là trục động cơ của cơ cấu nâng (hình 9.4).

Phương trình chuyển động của hệ có dạng sau:

$$m_1.\ddot{x}_1 = P - F \quad (9.25)$$

$$m_2.\ddot{x}_2 = F - Q$$

$$F = Q + C.(x_1 - x_2) \quad (9.26)$$

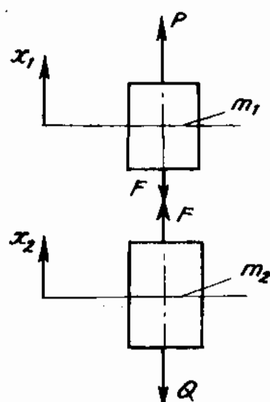
Với:

P- lực phát động thu gọn;

Q- trọng lượng vật nâng;

C- độ cứng của cáp;

F- lực căng cáp khi kể đến đàn hồi.



Hình 9.4: Mô hình tính toán cơ cấu nâng 2 bậc tự do

Thực hiện đạo hàm bậc hai phương trình (9.26) và sau khi thay $\ddot{x}_1$, $\ddot{x}_2$ từ phương trình (9.25) ta có:

$$\ddot{F} + C.\left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}\right).F = C.\left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2}\right) \quad (9.27)$$

Phương trình (9.27) là phương trình vi phân bậc hai theo F, vì vậy nghiệm tổng quát của nó có dạng:

$$F = A\cos\omega_o t + B\sin\omega_o t + D \quad (9.28)$$

Với A, B là các hằng số phụ thuộc vào điều kiện đầu, khi t = 0 ($x_{11} = x_{20}$; $\dot{x}_{10} = \dot{x}_{20} = 0$; $\dot{F} = 0$) $\omega_o^2 = C.\left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}\right)$; D là nghiệm riêng ứng với vế phải là hằng.

Giải phương trình vừa nêu ta tìm được:

$$D = \frac{Pm_2 + Qm_1}{m_1 + m_2} = Q + \frac{(P - Q)m_2}{m_1 + m_2}$$

$$A = -\frac{(P - Q).m_2}{m_1 + m_2}; \qquad B = 0$$

$$F = Q + \frac{(P - Q)m_2}{m_1 + m_2}.(1 - \cos\omega_o t) \quad (9.29)$$

Từ (9.29) ta tìm được giá trị F_{max} và F_{min} như sau:

$$F_{max} = Q + \frac{2(P - Q)m_2}{m_1 + m_2} \tag{9.30}$$

$$F_{min} = Q \tag{9.31}$$

Nếu gọi tỉ số $\frac{F_{max}}{Q}$ là hệ số tải động và (P - Q) = φ_o.Q ta có:

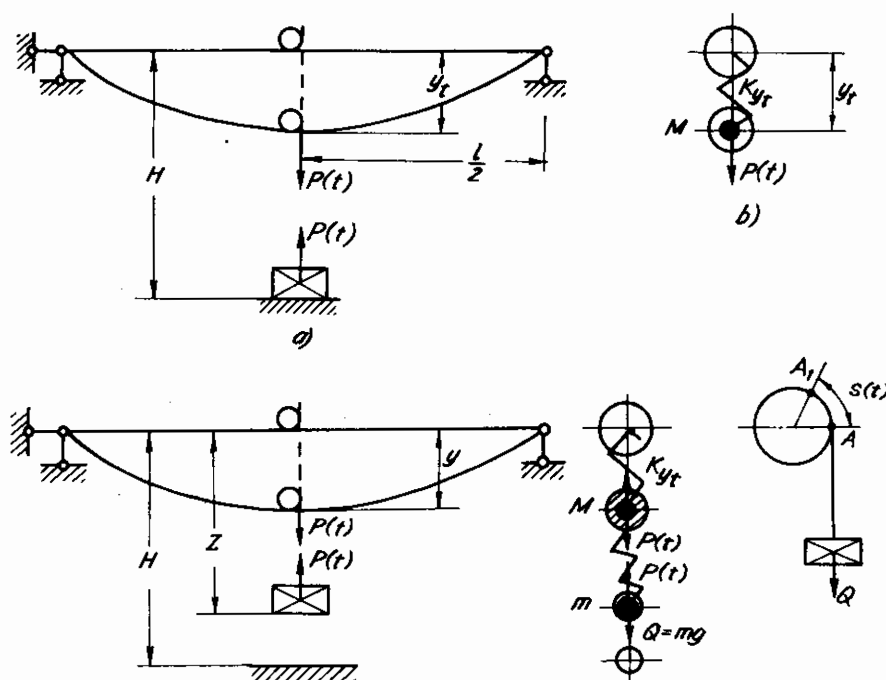
$$k_đ = 1 + 2\varphi_o \cdot \frac{m_2}{m_1 + m_2} \tag{9.32}$$

Dễ thấy $k_đ > 1$ và phụ thuộc nhiều vào thông số khối lượng của hệ.

b) Mô hình tính toán của cơ cấu nâng có kể đến đàn hồi của kết cấu thép

Trong quá trình làm việc của cần trục quá trình đàn hồi không những xảy ra ở các cơ cấu mà cả ở phần kết cấu thép dùng để lắp đặt chúng, vì vậy khi tính toán động lực việc xem xét sự làm việc đồng thời của các cơ cấu và kết cấu thép tỏ ra gần với thực tế hơn, nhất là đối với các cần trục dạng cầu như cầu trục, cổng trục hoặc các cần trục có tầm với lớn.

Xét một cầu trục có cơ cấu nâng làm việc đồng thời với dầm chịu biến dạng đàn hồi khi nâng vật từ mặt nền cứng (hình 9.5).



***Hình 9.5:** Quá trình động lực học khi nâng vật nằm trên nền cứng.*

Với trạng thái làm việc như trên quá trình nâng vật chia thành hai giai đoạn:

- *Giai đoạn thứ nhất:* Cáp nâng trùng, lực trong cáp nâng tăng từ không đến giá trị vật nâng bắt đầu tách khỏi nền. Tại thời điểm vật tách khỏi nền dầm có độ võng y_t (hình 9.6a).

- *Giai đoạn thứ hai:* Bắt đầu ngay sau khi vật tách khỏi nền, trong giai đoạn này chiều dài cáp nâng thay đổi.

Như vậy việc nghiên cứu động lực của hệ phải dựa trên sự làm việc đồng thời giữa cơ cấu nâng và kết cấu thép. Mô hình tính toán đơn giản nhất của nó có hai bậc tự do. Trong trường hợp cần kết quả chính xác hơn người ta hay dùng mô hình 3 bậc tự do hoặc nhiều hơn |15|.

Bài toán nghiên cứu thông thường đặt ra như sau:

Cho trước thông số của kết cấu thép như khối lượng, độ cứng, quy luật chuyển động cơ cấu nâng. Xác định số động lực $k_đ$:

$$k_đ = \frac{y_{max}}{y_t}$$

Nếu mô hình tính được chọn theo hình 9.5 ta có các phương trình miêu tả chuyển động cho hai giai đoạn làm việc như sau:

- Giai đoạn thứ nhất: (Hệ 1 bậc tự do).

$$M\ddot{y} = R + P \quad (9.33)$$

Với:

M - khối lượng tương đương của kết cấu thép và khối lượng xe con;

$R = - C_k y$;

C_k - độ cứng tương đương của kết cấu thép;

P - tổng lực căng trên các nhánh cáp.

$$P = -k.y + \frac{v}{H}.s(t)$$

Trong đó:

$k = \frac{a.v}{H}$

v = EF

a - bội suất pa lăng;

H - chiều cao nâng.

Phương trình (9.33) có dạng:

$$M\ddot{y} = -C_k y - k.y + \frac{v}{H} s(t) \quad (9.34)$$

Hay viết dưới dạng tổng quát:

$$\ddot{y} + \lambda^2.y = r.s(t) \quad (9.35)$$

Với: $$\lambda^2 = \frac{(C_k + k)}{M}$$

$$r = \frac{v}{H.M}$$

- Giai đoạn thứ hai: Ngay sau khi vật tách khỏi nền ta có:

$$M\ddot{y} = R + P \qquad (9.36)$$
$$M\ddot{z} = -P + mg$$

Với: $$P = k(z - y - H) + \frac{v}{H}.s(t)$$

Thay vào các giá trị R và P vào (9.28) ta có:

$$M\ddot{y} = -C_k . y + k.(z - y - H) + \frac{v}{H}.s(t) \qquad (9.37)$$

$$M\ddot{z} = -k(z - y - H) - \frac{v}{H}.s(t) + mg$$

Điều kiện để vật tách khỏi đất là:

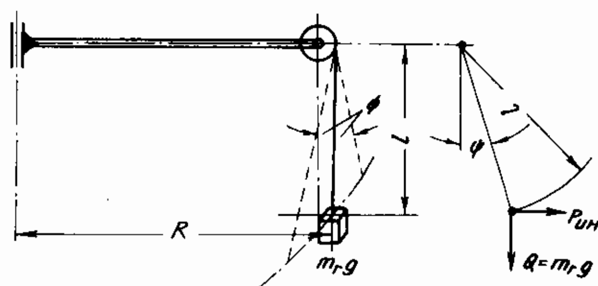
$$P = m.g$$

Hay $$\frac{v}{H}.s(t) - k.g = m.g \qquad (9.38)$$

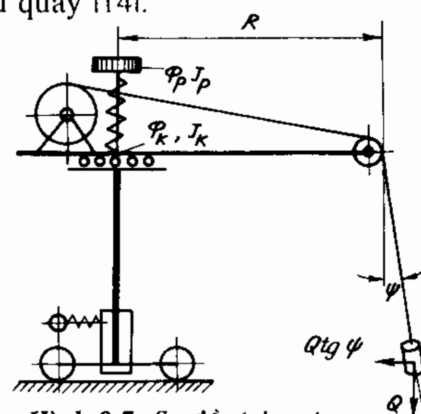
Việc giải phương trình (9.35) hoặc hệ phương trình (9.37) về nguyên tắc không khó khi đã xác định được điều kiện biên. Tuy nhiên việc phân tích các giai đoạn chuyển động khá phức tạp. Theo [16] độ võng lớn nhất xẩy ra ngay sau khi vật tách khỏi nền, còn trong giai đoạn vật đã tách khỏi nền (nâng và phanh) hệ số tải trọng động $k_d \approx 1,1$.

9.4.3. Động lực học cơ cấu quay

Mô hình nghiên cứu động lực học cơ cấu quay rất đa dạng, thường có từ một đến hai bậc tự do, cáp nâng có thể coi là khâu đàn hồi hoặc không. Hình 9.7 và 9.8 trình bày hai trong nhiều sơ đồ tính toán động lực cơ cấu quay [14].



Hình 9.6: *Sơ đồ tính toán góc nghiêng ψ của tải trọng khi quay*



Hình 9.7: *Sơ đồ tính toán động lực cơ cấu quay*

Phương trình miêu tả chuyển động vật nâng (hình 9.6) khi quay quanh điểm trục treo có dạng:

$$J\ddot{\psi} = M \tag{9.39}$$

Trong đó:

J - mômen quán tính với trục treo vật;

M - tổng mômen của các lực đối với trục treo vật.

$$M = Ql\sin\psi + P_{at}.l\cos\psi \tag{9.40}$$

$$J = m_v l^2 \tag{9.41}$$

Thay (9.40), (9.41) vào (9.39) và coi gần đúng $\sin\psi \approx \psi$, $\cos\psi \approx 1$ và với điều kiện đầu tại $t_o = 0$ có $\psi = 0$; $\frac{d\psi}{dt} = \dot{\psi} = 0$ ta có phương trình tính góc lắc ψ như sau:

$$\psi = \frac{\varepsilon}{g}R(1 - \cos\omega t) \tag{9.42}$$

Với: ψ - góc lắc của vật nâng khi quay;

R - bán kính quay;

ε - gia tốc khi quay;

ω - tần số góc khi quay.

Khác với sơ đồ tính toán ở hình 9.6, hình 9.7 trình bầy sơ đồ tính toán động lực cơ cấu quay có hai bậc tự do. Vấn đề được đặt ra là xác định mômen lớn nhất tác động lên cơ cấu quay có kể đến ảnh hưởng của các phần tử đàn hồi.

Nếu gọi: φ_P, φ_k lần lượt là chuyển vị góc của khối lượng phần quay của cơ cấu quay thu về trục động cơ, chuyển vị góc của khối lượng phần quay của cần trục đưa về trục quay;

J_P, J_k là mômen quán tính thu gọn của cơ cấu quay đưa về trục động cơ và mômen quán tính thu gọn của phần quay cần trục đưa về trục quay thì động năng T và thế năng U của hệ khảo sát được viết dưới dạng sau:

$$T = \frac{1}{2}.J_P.\dot{\varphi}_P^2 + \frac{1}{2}.J_k.\dot{\varphi}_P^2 \tag{9.43}$$

$$J_k.\ddot{\varphi}_k - C.(\varphi_P - \varphi_k) = -(M_t + M_v)$$

Với: M_t, M_d, M_v lần lượt là mômen cản tĩnh, mômen dư và mômen do vật nâng sinh ra.

$$M = QR.tg\psi \approx Q.R.\psi \tag{9.44}$$

Lần lượt nhân phương trình đầu và phương trình thứ hai với J_R và J_P sau đó trừ hai phương trình cho nhau ta có:

$$\ddot{\varphi}_P - \ddot{\varphi}_k + C.\frac{J_P + J_k}{J_P.J_k}(\varphi_P - \varphi_k) = \frac{J_k.(M_t + M_d) + J_P.(M_t + M_v)}{J_P.J_k} \tag{9.45}$$

Đặt: $\varphi = \varphi_P - \varphi_k$

$$C.\frac{J_P + J_k}{J_P.J_k} = P^2 \tag{9.46}$$

$$\frac{M_t + M_d}{J_P} + \frac{M_t}{J_k} = q$$

$$\frac{M_v}{J_k} = Q.R\psi = A.(1 - \cos\omega t)$$

Khi đó phương trình (9.45) được viết dưới dạng sau:

$$\ddot{\varphi} + P^2.\varphi = q + A.(1 - \cos\omega t) \tag{9.47}$$

Mômen M tác động lên cơ cấu quay khi kể đến ảnh hưởng của các phần tử đàn hồi có dạng:

$$M = C.\varphi \tag{9.48}$$

Nghiệm tổng quát phương trình (9.40) có dạng sau:

$$\varphi = C_1.\cos pt + C_2.\sin pt + \frac{P}{p^2} - \frac{A}{p^2 - \omega^2}.\cos\omega t$$

Trong đó:

C_1, C_2 là hằng số tích phân.

$D = q + A$

Ứng với điều kiện đầu tại $t = 0$, có $\varphi = \frac{M_t}{c}$; $\dot{\varphi} = 0$. Theo |14| ta có:

$$M = M_t + \frac{J_k}{J_p + J_R} M_d(1 - \cos pt) + \frac{J_p}{J_p . J_k} . \frac{Q.R^2.\varepsilon}{g}\left(1 + \frac{\frac{\omega^2}{p^2}\cdot\cos pt - \cos\omega t}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}\right) \tag{9.49}$$

Từ (9.49) thấy ngay rằng giá trị M phụ thuộc vào giá trị của mômen cản tĩnh M_t, mômen dư M_d vào mômen do vật nâng bị lắc gây ra.

Giá trị M_{max} đạt được khi $\cos pt = \cos\omega t = -1$.

$$M_{max} = M_t + M_d . \frac{2J_k}{J_p + J_k} + Q.R^2 . \frac{\varepsilon}{g} . \frac{J_p}{J_p + J_k} \tag{9.50}$$

9.4.4. Động lực học cơ cấu di chuyển

Mục đích tính toán động lực học cơ cấu di chuyển là nhằm xác định lực động lực phát sinh khi cơ cấu làm việc, đặc biệt là khi khởi động (hoặc phanh) có kể đến chuyển động lắc của vật nâng hoặc không và khi cơ cấu di chuyển va vào ụ hạn chế hành trình.

Mô hình tính toán thường có từ hai đến ba bậc tự do và tùy theo yêu cầu có thể kể đến ảnh hưởng của các khe hở của các cặp bánh răng truyền động hay không. Bảng 9.2 nêu một số mô hình tính toán động lực học cũng như phương trình miêu tả chuyển động của hệ và trường hợp áp dụng chúng. Việc giải các phương trình này giống như việc giải các phương trình tính toán động lực học cơ cấu nâng. Người đọc có thể tham khảo trong |12|, |13|, |14|.

Bảng 9.2. Một số mô hình tính toán động lực học cơ cấu di chuyển

Mô hình	Phương trình miêu tả chuyển động	Trường hợp áp dụng
V, P, m_2, F, F, m_1, C	$m_1.\ddot{x}_1 = P - F$ $F = C.x_1$	Giai đoạn 1 khi khởi động cơ cấu di chuyển (không kể đến khe hở ở các bộ truyền) lực đàn hồi tăng từ 0 đến W.
V, W, m_2, F, F, m_1, P	$m_1.\ddot{x}_1 = P - F$ $m_2.\ddot{x}_2 = F - W$ $F = W_1 + C.(x_1 - x_2)$	Giai đoạn 2 khi khởi động cơ cấu di chuyển. Khối lượng m_1, m_2 chuyển động.
W, m_2, C, V, m_1, P, φ, l, Q	$m_1.\ddot{x}_1 = P - F_1$ $m_2.\ddot{x}_2 = F_1 - F_2 - W$ $m_3.\ddot{x}_3 = F_2$ $F_1 = W + C_1.(x_1 - x_2)$ $F_2 = C_2.(x_2 - x_3)$ $x_3 \approx l.\varphi$	Khởi động cơ cấu di chuyển có kể đến lắc ngang của vật nâng

Trong đó : m_1, m_2 - các khối lượng thu gọn.
C, C_1 - độ cứng thu gọn của cơ cấu và của cáp nâng
P, W, Q, F - lực phát động, lực cản di chuyển, lực nâng và lực đàn hồi.

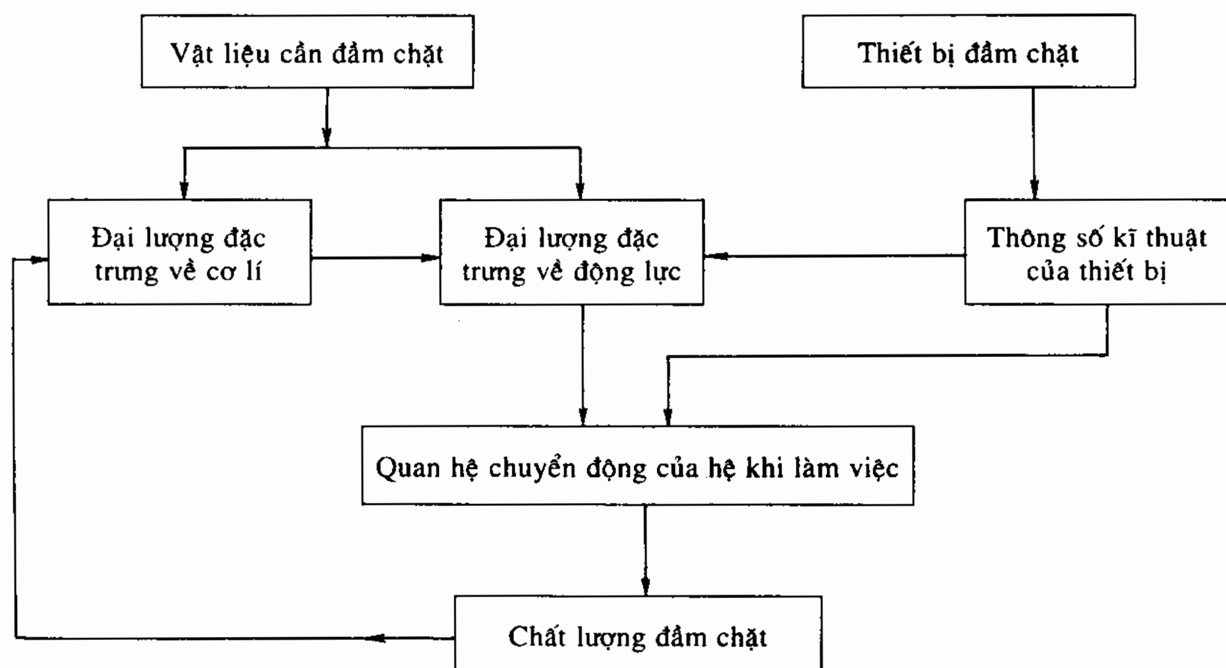
§9.5. MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC MÁY ĐẦM RUNG

9.5.1. Đặc điểm quá trình đầm chặt và tạo hình

Đầm rung được sử dụng rộng rãi để đầm đất và bê tông, trong nhiều trường hợp nhất là trong sản xuất các cấu kiện xây dựng từ bê tông, bên cạnh các yêu cầu đặt ra khi đầm chặt còn có yêu cầu tạo hình sản phẩm. Mục đích chung của quá trình đầm chặt và tạo hình là tăng mật độ hạt vật liệu, điền đầy chúng vào một khuôn cho trước với độ đặc chắc nhất định bằng cách loại trừ tối đa các khoảng trống chứa đầy không khí

và nước. Chất lượng đầm chặt phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau, song ba yếu tố cơ bản nhất trong chúng là đặc tính kĩ thuật của máy, đặc trưng cơ lí của vật liệu và đặc điểm quy trình công nghệ. Như vậy trong quá trình đầm chặt cũng như việc đầm chặt và tạo hình có sự tác động qua lại giữa máy và đối tượng đầm chặt, và do tính chất của đối tượng đầm chặt thay đổi sau mỗi lần đầm nên sự tương tác này cũng sẽ thay đổi. Do đặc điểm này nên cho đến nay việc tìm kiếm một mô hình có các thông số chính xác phản ánh đầy đủ quá trình đầm chặt và tạo hình và từ đó xác định được thông số hợp lí của máy và đạt tối ưu hiệu quả đầm là rất khó khăn, vì vậy thường chỉ sử dụng các mô hình miêu tả gần đúng quá trình vừa nêu. Hình 9.8 trình bầy mối liên hệ giữa đặc tính kĩ thuật của máy và vật liệu được đầm trong quá trình đầm chặt.

9.5.2. Khái niệm về mô hình cơ học của vật liệu cần đầm



Hình 9.8: Tương tác giữa máy và chất lượng đầm chặt

Khi nghiên cứu động lực học, vật liệu được mô hình hoá thành những mô hình cơ học, song do tính đa dạng của vật liệu và đặc biệt do trạng thái, tính chất cơ lí của nó thay đổi liên tục trong quá trình đầm nên việc xác định được mô hình hợp lí nhất là việc xác định được chính xác các thông số động lực học của nó là rất khó khăn, cho đến nay vấn đề này vẫn đang được tiếp tục nghiên cứu và thường kết hợp giữa nghiên cứu lí thuyết và thực nghiệm. Bảng 9.3 giới thiệu một số mô hình của vật liệu thường gặp khi nghiên cứu động lực học máy rung. Dễ nhận thấy rằng có nhiều quan niệm khác nhau khi tiến hành mô hình hóa vật liệu. Một mô hình được xem là hợp lí nếu nó phản ánh được quá trình ứng xử của vật liệu khi chịu kích động với độ chính xác có thể chấp nhận được, đồng thời có chỉ dẫn cần thiết khi xác định các thông số động lực cơ bản của nó. Từ quan điểm đó, mặc dù các mô hình 7 và 8 (xem bảng 9.3) tỏ ra phù

hợp với thực tế hơn, song do thiếu phương pháp xác định đủ chính xác các thông số của mô hình như mô đun đàn hồi, giảm chấn của vật liệu, tốc độ truyền sóng trong vật liệu, hơn nữa các đại lượng này lại thay đổi trong quá trình đầm nên chưa được sử dụng rộng rãi khi tính toán động lực.

Bảng 9.3. Một số mô hình cơ học của vật liệu

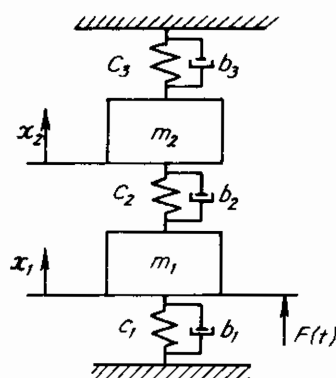
TT	Mô hình	Vật liệu được coi là	Lĩnh vực thường áp dụng tính toán
1	F(t)	Cứng tuyệt đối	Đầm đất
2	F(t)	Dẻo	Đầm đất, bê tông
3	F(t)	Đàn hồi không khối lượng hoặc đàn hồi - giảm chấn không khối lượng	Đầm đất, đầm bê tông
4	F(t)	Đàn hồi kết hợp với đàn hồi một chiều	Đầm đất, thiết bị hạ cọc bằng rung động
5	F(t)	Đàn hồi kết hợp ma sát khô	Tính toán cho đầm đất
6	m_v F(t)	Đàn hồi và có khối lượng vật liệu dao động theo	Đầm đất, đầm bê tông
7	h F(t)	Cột liên tục	Đầm bê tông, đầm đất
8	F(t)	Môi trường truyền sóng	Đầm đất, bê tông

Trong đó: F - lực kích động; h - chiều cao cột vật liệu; m_v - khối lượng vật liệu dao động theo; ⌇ - lò xo; |⌇| lò xo chịu nén không giãn; ┴ giảm chấn nhớt; ¦ ma sát khô.

Nhiều công trình nghiên cứu đã chỉ ra rằng trong tính toán kĩ thuật các mô hình 3 và 6 cho kết quả có độ chính xác có thể chấp nhận được, do vậy trong thực tế chúng được dùng khá rộng rãi.

9.5.3. Một số mô hình tính toán động lực đầm rung

Có rất nhiều mô hình tính toán động lực học đầm rung, thậm chí ngay cả cho một máy đầm rung, do vậy dưới đây chỉ nêu như là các ví dụ một số mô hình hay gặp và phương trình miêu tả chuyển động của hệ. Việc giải các phương trình này về nguyên tắc đã được nêu ở chương 7 nên không nêu ở đây. Hình 9.9 trình bầy mô hình tính toán bàn rung có gia tải hai bậc tự do, trong đó: F(t) - lực kích động; m_1 - khối lượng bàn, khuôn, bêtông; m_2 - khối lượng gia tải; c_1, b_1 - độ cứng và giảm chấn của phần tử đàn hồi; c_2, b_2 - độ cứng và giảm chấn của bêtông cần đầm chặt và tạo hình; c_3, b_3 - độ cứng và độ giảm chấn của hệ gia tải.



Hình 9.9: Mô hình tính toán bàn rung gia tải

Áp dụng phương trình Lagrange loại II ta có hệ phương trình miêu tả chuyển động của hệ như sau:

$$m_1.\ddot{x}_1 + b_1.\dot{x}_1 + b_2.(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + C_1x_1 + C_2.(x_1 - x_2) = F(t)$$

$$m_1.\ddot{x}_1 + b_3.\dot{x}_2 + b_2.(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + C_3.x_2 + C_2.(x_1 - x_2) = 0 \qquad (9.51)$$

Khi cần tính lực tác dụng lên nền F_n và khung F_o ta có:

$$C_1.x_1 + b_1.\dot{x}_1 = F_n$$

$$C_3.x_2 + b_3.\dot{x}_2 = F_o \qquad (9.52)$$

Hình 9.10 trình bầy sơ đồ tính toán động lực học bàn va rung một bậc tự do.

Gọi C_z - độ cứng của các lò xo liên kết;

C_{zo} - độ cứng của tấm đệm đàn hồi;

S_{zo} - phản lực của đệm tác dụng lên bàn;

S_z - phản lực cản không đàn hồi;

Q - lực căng ban đầu của lò xo, theo |6| có:

$$Q = C_{2z}.e_2 - C_{1z}.e_1$$

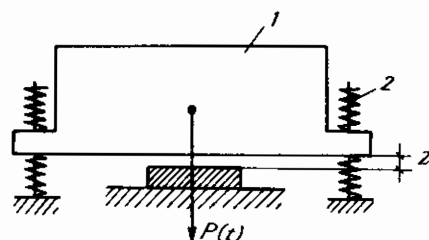
Trong đó:

e_2 - khe hở giữa bàn và đệm tạo ra chỉ do lò xo phía dưới;

e_2 - chuyển vị đầu trên của lò xo phía trên sau khi căn chỉnh;

C_{1z} - độ cứng lò xo phía dưới;

C_{2z} - độ cứng lò xo phía trên.



Hình 9.10: Sơ đồ tính bàn va rung 1 bậc tự do
1. Bàn; 2. Liên kết đàn hồi giữa bàn và nền.

Gọi khe hở ban đầu giữa bàn và tấm đệm là e, ta có:

$$e = \frac{C_Z.e_1 - C_{2Z}.e_2}{C_Z}$$

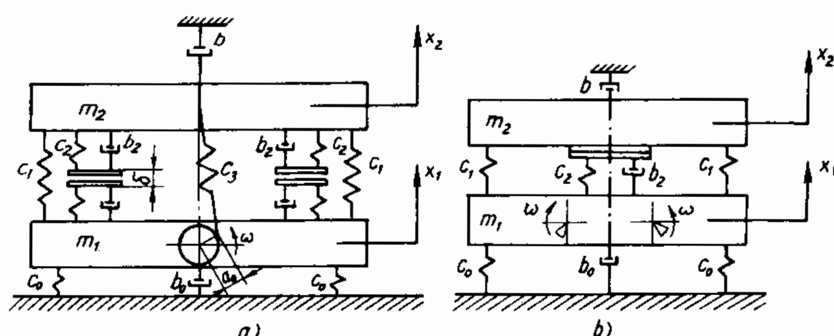
Với các kí hiệu trên ta có phương trình miêu tả chuyển động của bàn được viết như sau:

$$M.\ddot{Z} = -\begin{Bmatrix}(C_{Z0} + C_Z)Z - S_{Z0} - S_Z \\ C_Z.Z - S_Z\end{Bmatrix} - Q + P(t) \qquad (9.53)$$

Trong đó P(t) là hàm lực kích động.

Biểu thức trên của phương trình (9.53) tương ứng với thời điểm bàn tiếp xúc với tấm đệm đàn hồi, còn dòng dưới tương ứng với trường hợp bàn đã tách khỏi đệm. Việc giải phương trình (9.53) là khá phức tạp và đã được trình bầy chi tiết trong [6] nên không nêu ở đây.

Hình 9.11 trình bầy mô hình cơ học khi nghiên cứu bàn va rung hai bậc tự do [7].



Hình 9.11: *Mô hình bàn va rung hai bậc tự do*
a) Kích động tần số thấp (tay biên); b) Kích động li tâm.

Nếu gọi:

m_1, m_2 - khối lượng bàn dưới và bàn trên cùng với khuôn, kẹp khuôn và bêtông cần tạo hình.

C_1, C_0, C_2, C_3 - độ cứng của các phần tử đàn hồi tương ứng (lò xo liên kết với nền, lò xo liên kết giữa 1, 2, 3, lò xo liên kết ụ va đập và độ cứng tay biên). Độ cứng giả thiết là tuyến tính.

b, b_0, b_2 - hệ số giảm chấn của bêtông và của các phần tử đàn hồi vừa nêu;

m_0e - mômen tĩnh của các phần tử kích động;

e_k - bán kính quay tay biên;

ω - vận tốc góc của phần tử kích động;

P - lực căng ban đầu của lò xo;

Trục tọa độ x_1 và x_2 hướng lên như hình vẽ trong đó gốc tọa độ x_1 tính từ trạng thái cân bằng tĩnh, còn x_2 từ vị trí chưa biến dạng.

δ - khoảng cách giữa 2 bề mặt va đập.

Ta có biến dạng trong hệ tọa độ tuyệt đối của lò xo C_1 là $x_2 - x_1$ và biến dạng của phần tử đàn hồi va đập sẽ là $x_2 - x_1 - \delta$.

Từ các kí hiệu trên ta có phương trình miêu tả chuyển động của hệ ở hình 9.11b như sau [7]:

- Khi $x_2 - x_1 > \delta$

$$\left.\begin{aligned} & m_1.\ddot{x}_1 + C_1.(x_1 - x_2) + b_o.\dot{x}_1 + C_o.x_1 = m_o e\omega^2.\cos\omega t + m_2.g + P \\ & m_2.\ddot{x}_2 + C_1.(x_2 - x_1) + b.\dot{x}_2 = -m_2.g - P \end{aligned}\right\} \quad (9.54)$$

- Khi $x_2 - x_1 < \delta$

$$\left.\begin{aligned} & m_1.\ddot{x}_1 + C_1.(x_1 - x_2) + C_2.(x_1 - x_2 + \delta) + b_o.\dot{x}_1 + \\ & + b_2.(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + C_o.x_1 = m_o e.\omega^2.\cos\omega t + m_2.g + P \\ & m_2.\ddot{x}_2 + C_1.(x_2 - x_1) + C_2.(x_2 - x_1 - \delta) + \\ & + b.\dot{x}_2 + b_2.(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = -m_2.g - P \end{aligned}\right\} \quad (9.55)$$

Phương trình miêu tả chuyển động ứng với mô hình 9.11a như sau:

khi $x_2 - x_1 > \delta$

$$\left.\begin{aligned} & m_1.\ddot{x}_1 + (C_1 + C_3).(x_1 - x_2) + C_o.x_1 + b_o.\dot{x}_1 = C_3 e_k.\cos\omega t + m_2.g \\ & m_2.\ddot{x}_2 + (C_1 + C_3).(x_2 - x_1) + b.\dot{x}_2 = -C_3.e_K.\cos\omega t - m_2.g \end{aligned}\right\} \quad (9.56)$$

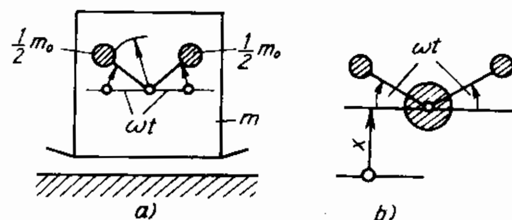
khi $x_2 - x_1 \leq \delta$

$$\left.\begin{aligned} & m_1\ddot{x}_1 + (C_1 + C_3).(x_1 - x_2) + C_2.(x_1 - x_2 + \delta) + \\ & + b_2.(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + C_o x_1 + b_o.\dot{x}_1 = C_3.e_K.\cos\omega t + m_2.g \\ & m_2.\ddot{x}_2 + (C_1 + C_3).(x_2 - x_1) + C_2.(x_2 - x_1 - \delta) + \\ & + b_2.(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + b\dot{x}_2 = -C_3.e_k\cos\omega t - m_2.g \end{aligned}\right\} \quad (9.57)$$

9.5.4. Ví dụ

Cho đầm nhẩy như ở hình 9.12 chịu kích động lệch tâm hãy xác định miền thông số hợp lí của nó. Giả thiết nền đất là dẻo.

Trong quá trình làm việc đầm thực hiện hai pha chuyển động chính là nhẩy khỏi nền đất và tiếp xúc với nền. Giả sử sau mỗi vòng quay của trục lệch tâm đầm thực hiện một lần nhẩy và một lần tiếp đất. Quá trình tiếp đất chính là quá trình truyền động năng để đầm chặt đất. Để thiết lập phương trình chuyển động, ta xuất phát từ thời điểm đầm tách khỏi đất. Áp dụng phương trình Lagrange loại II dễ dàng tìm được phương trình miêu tả chuyển động ở pha nhẩy như sau:



Hình 9.12: Đầm nhẩy
a) Sơ đồ; b) Mô hình tính

$$m.\ddot{x} - m_o.r.\omega^2.\sin\omega t + m.g = 0 \quad (9.58)$$

hay:
$$\ddot{x} = \frac{m_o.r.\omega^2\sin\omega t}{m} - g \quad (9.59)$$

Giả thiết rằng tại thời điểm t_o đầm ngang đang tiếp đất và chuẩn bị nhẩy khi đó đầm chỉ nhẩy được khi $\ddot{x} \geq 0$ và tiếp tục tăng ($\dddot{x} > 0$). Từ (9.54) dễ dàng tìm được thời điểm nhẩy t_o khi $\ddot{x} = 0$

$$t_o = \frac{1}{\omega} a.r.c.\sin\frac{m.g}{m_o.r.\omega^2} \quad (9.60)$$

Do $t_o > 0$ nên $\sin\omega t_o > 0$, suy ra $\omega t_o \in (0 \div \pi/2)$ hay $t_o \in \left(0 ; \frac{\pi}{2\omega}\right)$

Từ điều kiện đầu $x(t_o) = \dot{x}(t_o) = 0$ suy ra:

$$\dot{x} = \frac{m_o.r\omega}{m}(\cos\omega t_o - \cos\omega t) - g(t - t_o) \quad (9.61)$$

và
$$x = \frac{m_o r}{m}\left[\sin\omega t_o - \sin\omega t + \omega(t - t_o)\cos\omega t_o\right] - \frac{1}{2}g(t - t_o)^2 \quad (9.62)$$

Giả sử đầm tiếp tại thời điểm t_1, khi đó từ điều kiện $x = 0$, dễ dàng tìm được t_1 từ (9.62).

Thay g từ (9.60) vào (9.62) ta có:

$$\sin\omega t_o - \sin\omega t_1 + \omega(t_1 - t_o)\cos\omega t_o - \frac{1}{2}\omega^2(t_1 - t_o)\sin\omega t_o = 0 \quad (9.63)$$

Về mặt lí thuyết có thể xẩy ra hai trường hợp sau:

Thứ nhất: Do có biến dạng của đất đầm không nhẩy tức thì sau khi chạm đất, khi đó:

$$\omega t_1 - \omega t_o = \omega(t_1 - t_o) < 2\pi.$$

Thứ hai: Đầm nhẩy ngay sau khi chạm đất. Khi đó ta có:

$$\omega t_1 - \omega t_o = \omega(t_1 - t_o) = 2\pi \quad (9.64)$$

Đặt:
$$K = \frac{m_o.r.\omega^2}{m.g} = \frac{1}{\sin\omega t_o} \quad (9.65)$$

và giải phương trình (9.63) theo phương pháp số cho trường hợp một ta có kết quả sau (bảng 9.4).

Bảng 9.4. Kết quả giải cho trường hợp thứ nhất

ωt_o	0,3082	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	$\pi/2$
ωt_1	6,5914	5,8715	4,8295	4,0318	3,3380	2,6973	2,0845	$\pi/2$
$\omega(t_1 - t_o)$	2π-0	5,4715	4,2225	3,2318	2,3380	1,4973	2,6845	0
K	3,2969	2,5679	1,7710	1,3940	1,1884	1,0729	1,0148	1

Trong dạng chuyển động thứ hai do giá trị $\ddot{x} \geq 0$ nên:

$$t \geq \frac{1}{\omega} \arcsin \frac{mg}{m_o r \omega^2} \tag{9.66}$$

và tại t_1 vẫn có $x(t_1) = 0$.

Xuất phát từ (9.62) và giải phương trình ta có:

$$\sin\omega t_o = \frac{\cos\omega t_o}{\pi}$$

hay :

$$\text{tg}\omega t_o = \frac{1}{\pi} \tag{9.67}$$

Chú ý đến (9.62) ta có:

$$\omega t_o \geq \text{arctg}\frac{1}{\pi} = 0,3082 \tag{9.68}$$

Và

$$K = \frac{1}{\sin\omega t_o} = \frac{\pi}{\cos\omega t_o} \tag{9.69}$$

Bảng 9.5. Kết quả tính toán cho dạng chuyển động thứ hai

ωt_o	0,3082	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	$\pi/2$
ωt_1	6,5914	6,6832	6,8832	7,0832	7,2832	7,7832	7,6832	$5\pi/2$
$\omega(t_1 - t_o)$	2π	2π	2π	2π	2π	2π	2π	2π
K	3,2969	3,4108	3,8064	4,5092	5,8145	8,6699	18,4835	∞

Chú ý rằng với dạng chuyển động thứ hai, bên cạnh việc giải phương trình (9.63) còn phải chú ý đến tính ổn định chuyển động. Theo |6|, chuyển động ổn định khi $K \leq 3,7242$.

Mặt khác nếu xét hiệu quả đầm chặt theo động năng T khi đầm chạm đất, ta có:

$$T = \frac{1}{2} m[\dot{x}(t_1)]^2 \Big/ \frac{2\pi}{\omega} \tag{9.70}$$

Hay:

$$\frac{T\omega}{m} = \frac{1}{4\pi} g^2 \left[K(\cos\omega t_o - \cos\omega t_1) - \omega(t_1 - t_o)\right]^2 \tag{9.71}$$

Theo |6|, hợp lí hơn cả nên lấy giá trị K trong khoảng 3,3.

Nhận xét:

- Ví dụ trên xuất phát từ giả thiết chưa phản ảnh chính xác quá trình làm việc thực tế do đó kết quả tính toán đạt được cũng chỉ giới hạn trong phạm vi giả thiết, tuy nhiên đã cho phép định hướng chọn hệ số K, nói khác đi cho phép chọn sơ bộ các thông số của thiết bị như mômen tĩnh $m_o r$, tần số kích động ω, khối lượng thiết bị m. Giá trị $K \leq 3,7242$ và nên chọn $K \approx 3,3$.

- Để đảm bảo hiệu quả đầm và tránh tối đa tải trọng động tác dụng lên thiết bị, sau khi có K nên chọn giá trị ω nhỏ nhất có thể được và mômen tĩnh $m_o r$ lớn nhất có thể được. Tất nhiên việc chọn tần số và mômen tĩnh như đã nêu trên còn phụ thuộc nhiều vào yêu cầu của công nghệ.

Chương 10

MÓNG MÁY

§10.1. KHÁI NIỆM CHUNG

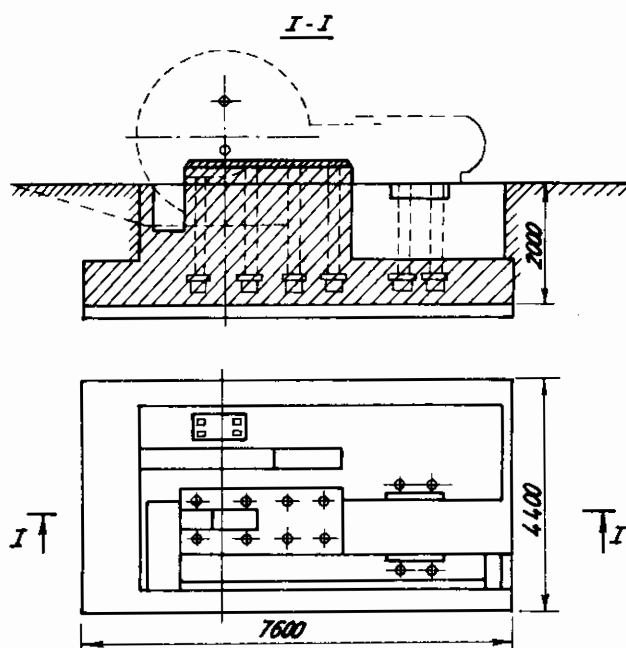
10.1.1. Cấu tạo

Khi làm việc máy thường đặt trên móng máy hoặc trên đệm đàn hồi vì vậy việc tính toán, thiết kế móng máy là không thể thiếu được trước khi lắp đặt máy.

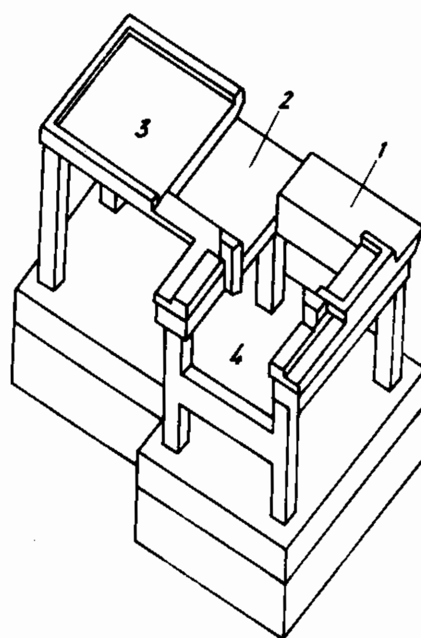
Có nhiều dạng cấu tạo móng máy khác nhau, song hay gặp hơn cả là các loại móng khối, móng khung và móng cọc.

Móng khối là một khối vật thể liên tục (thường từ bê tông hoặc bê tông cốt thép) phần lớn có dạng hình hộp có kích thước và cấu tạo phù hợp để lắp đặt máy và các thiết bị kèm theo. Đặc điểm chung của móng khối là có độ cứng rất lớn so với nền và vì vậy khi tính toán động lực học có thể xem nó như vật rắn tuyệt đối. Móng khối được dùng phổ biến cho các loại công cụ, máy nghiền sàng, trạm trộn... Hình 10.1 mô tả móng khối dùng cho máy nén khí có năng suất $Q = 35m^3$/giờ.

Khác với móng khối, móng khung gồm các dầm dọc và ngang cùng với nhau tạo thành khung không gian phía dưới gắn cứng với bản đáy (hình 10.2). Móng khung là



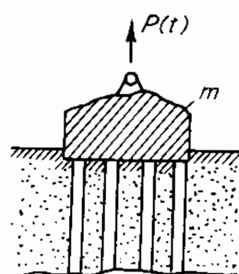
Hình 10.1: *Móng khối dùng cho máy nén khí có $Q = 35m^3$/giờ*



Hình 10.2: *Sơ đồ kết cấu móng khung máy nén khí*
1. Máy nén; 2. Cơ cấu truyền động; 3. Động cơ; 4. Bộ phận làm mát.

hệ không gian do vậy khả năng chịu tải tốt hơn móng khối, song kết cấu và tính toán phức tạp hơn nhiều. Móng khung được dùng chủ yếu cho việc lắp đặt các máy có số vòng quay lớn như các tuabin phát điện, máy bù đồng bộ...

So với móng khối và móng khung, móng cọc (hình 10.3) ít được dùng khi lắp đặt máy. Nó chủ yếu được dùng khi điều kiện địa chất và không gian lắp đặt máy không cho phép sử dụng hai loại móng trên.



Hình 10.3: *Sơ đồ móng cọc*

10.1.2. Các yêu cầu cơ bản khi thiết kế móng máy

Khi thiết kế và thi công móng máy phải thỏa mãn được các yêu cầu cơ bản sau:

- Đảm bảo bền, ổn định, tin cậy.

- Độ biến dạng, độ lún nằm trong phạm vi cho phép không gây ảnh hưởng đến sự làm việc bình thường của máy.

- Không cho phép gây ra những rung động làm ảnh hưởng đến hoạt động bình thường của máy, ảnh hưởng đến người vận hành, đến các máy lân cận và các công trình kiến trúc.

Thực chất hai yêu cầu đầu là các yêu cầu chung cho tất cả các loại móng chịu tải tĩnh. Riêng với móng máy, hai yêu cầu nêu trên thường rất dễ đáp ứng vì một mặt trọng lượng máy và mômen thường không lớn nên áp lực tĩnh tác động lên nền khá nhỏ. (thường từ 0,2 - 0,6 bar), mặt khác kích thước mặt bằng nhỏ, chiều cao không lớn nên khả năng lún không đều ít xẩy ra. Do vậy để đáp ứng hai nhu cầu đầu, việc tính toán móng máy có thể áp dụng theo các tiêu chuẩn tính trong xây dựng có kể đến tải trọng động lực phát sinh khi máy làm việc |11|.

$$p_{tb} \leq m.m_1.R \tag{10.1}$$

Trong đó:

p_{tb} - áp lực tĩnh trung bình trên nền do máy và móng máy gây ra;

m - hệ số kể đến ảnh hưởng của tải trọng động, đến đặc điểm làm việc của máy;

m_1 - hệ số kể đến khả năng chịu tải trọng động lâu dài của nền;

R - áp lực tính toán cho phép khi tính toán móng theo |11|, giá trị m, m_1 phụ thuộc vào đặc điểm làm việc của máy và được lấy như sau: m = (0,8 - 1,0) với móng chịu tải trong theo chu kì; m = 0,5 với móng chịu tải va đập; m_1 = (0,7 - 1,0) tùy theo nền đất.

Việc tính toán móng máy nhằm thỏa mãn yêu cầu thứ 3 về thực chất là tính toán dao động móng máy nhằm xác định biên độ dao động A_m của nó nhỏ hơn giá trị quy định:

$$A_m \leq [A] \tag{10.2}$$

Giá trị [A] phụ thuộc vào dạng, đặc trưng tần số của lực kích động, loại máy...

Theo |11| giá trị [A] cho một số loại máy có thể lấy như sau (bảng 10.1)

Bảng 10.1. Giá trị [A] cho một số loại móng máy

Đặc điểm	[A]mm
Máy có chuyển động quay (v/phút):	
n < 500	0,20
n = 500 ÷ 750	0,15
n = 750 ÷ 1000	0,10
Máy có cơ cấu tay quay con trượt (*):	
n > 600	0,1
n = 600 ÷ 400	0,1 ÷ 0,15
n = 400 ÷ 200	0,15 ÷ 0,25
n < 200	0,25
Máy búa	1,2
Móng máy của bàn khuôn đúc	0,5
** Chỉ lấy cho dạng điều hòa thứ nhất*	

Giá trị [A] nêu trên chỉ mới xét thuần tuý đến điều kiện kĩ thuật mà chưa xét đến ảnh hưởng của dao động đến sức khoẻ của người vận hành, vì vậy với các máy yêu cầu công nhân thường xuyên phải đứng trên móng máy để thao tác thì giá trị biên độ A còn phải nằm trong giá trị giới hạn của biên độ được quy định trong tiêu chuẩn về an toàn lao động.

Giá trị này có thể tham khảo trong bảng 10.2.

Bảng 10.2. Giá trị biên độ dao động cho phép tại chỗ làm việc của người vận hành

Tần số dao động (HZ)	Giá trị biên độ dao động cho phép (mm)	Giá trị bình phương trung bình của tốc độ dao động (mm/s)
Từ 1,4 đến 2,8	3,14 ÷ 0,61	11,2
Từ 2,8 ÷ 5,6	0,61 ÷ 0,13	5,0
Từ 5,6 ÷ 11,2	0,041	2,0
Từ 11,2 ÷ 22,4	0,041 ÷ 0,020	2,0
Từ 22,4 ÷ 45,0	0,020 ÷ 0,0102	2,0
Từ 45,0 ÷ 90,0	0,0102 ÷ 0,005	2,0

Giá trị cho trong bảng 10.2 có thể lấy tăng lên đến 3 lần khi thời gian tiếp xúc với dao động của người vận hành máy nhỏ hơn 15% thời gian cho một ca.

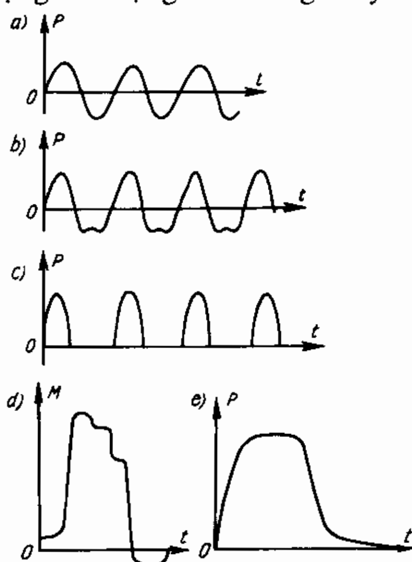
§10.2. CÁC DẠNG KÍCH ĐỘNG KHI TÍNH DAO ĐỘNG MÓNG MÁY

Khi máy làm việc, ngoài tải trọng tĩnh, móng máy còn chịu tải trọng động do lực quán tính của máy sinh ra. Tải trọng động tác động lên móng được phân thành hai nhóm chính: tải trọng có chu kì và không có chu kì.

Nhóm tải trọng đầu xuất hiện ở các máy hoặc thiết bị có dạng chuyển động quay đều như máy điện, tuabin, máy tiện..., các máy quay đều đồng thời có chuyển động qua lại như máy nén khí, động cơ đốt trong.

Nhóm tải trọng thứ hai xuất hiện khi các máy có chuyển động quay không đều hoặc va đập không đều khi làm việc như búa máy, thiết bị cán kim loại, máy nghiền...

Hình 10.4. Trình bày đồ thị dạng tải trọng động tác dụng lên móng máy.



Hình 10.4: *Đồ thị dạng tải trọng tác động lên móng*
a) Máy có rôto quay đều;
b) Cơ cấu tay quay con trượt;
c) Máy dập; d) Máy cán;
e) Máy phát điện có công suất gián đoạn.

§10.3. TÍNH TOÁN DAO ĐỘNG MÓNG MÁY

10.3.1. Khái niệm

Mục đích tính dao động móng máy là đảm bảo sự làm việc bình thường của máy và giảm lực tĩnh và động tác dụng lên nền đất, đặc biệt tránh hiện tượng cộng hưởng khi tần số kích động bằng tần số dao động riêng của móng.

Cần phân biệt cách rung chủ động, cách rung bị động khi tính toán móng máy.

Cách rung chủ động là tìm các giải pháp kĩ thuật để hạn chế tải trọng động lực truyền xuống nền đất khi máy làm việc.

Khác với cách rung chủ động, cách rung bị động là tìm các giải pháp kĩ thuật để hạn chế sự ảnh hưởng của rung động do máy gây ra đến các máy lân cận khác hoặc công trình xây dựng.

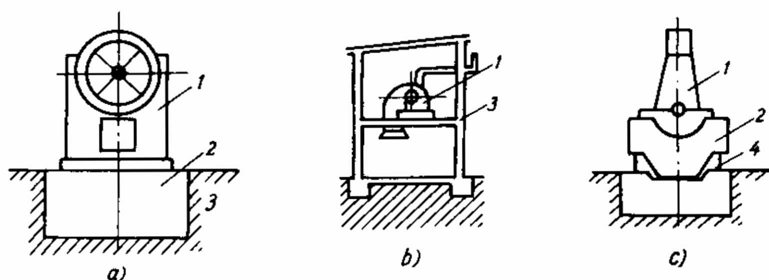
Như vậy việc tính toán dao động móng máy chính là việc tính toán dao động của một hệ cơ học có số bậc tự do phụ thuộc vào mô hình thiết lập, trong đó các phần tử khối lượng là các phần tử khối lượng của máy và móng máy, các phần tử đàn hồi đặc trưng cho nền đất, các phần tử kích động hoặc là kích động lực (có hoặc không có chu kì) hoặc là kích động động học.

Do hạn chế về thời lượng, dưới đây chỉ trình bầy những nét cơ bản khi tính dao động móng khối.

10.3.2. Các mô hình thường gặp khi tính toán móng khối

a) Các hình thức đặt móng khối

Tùy theo tính năng, kĩ thuật kết cấu của máy, móng khối có nhiều dạng khác nhau, song xét theo phương thức tiếp xúc với nền, móng khối có thể đặt trực tiếp trên nền đất hoặc sàn (hình 10.5a, b) hoặc móng đặt trực tiếp trên đệm đàn hồi mà không cần móng máy (hình 10.5c).

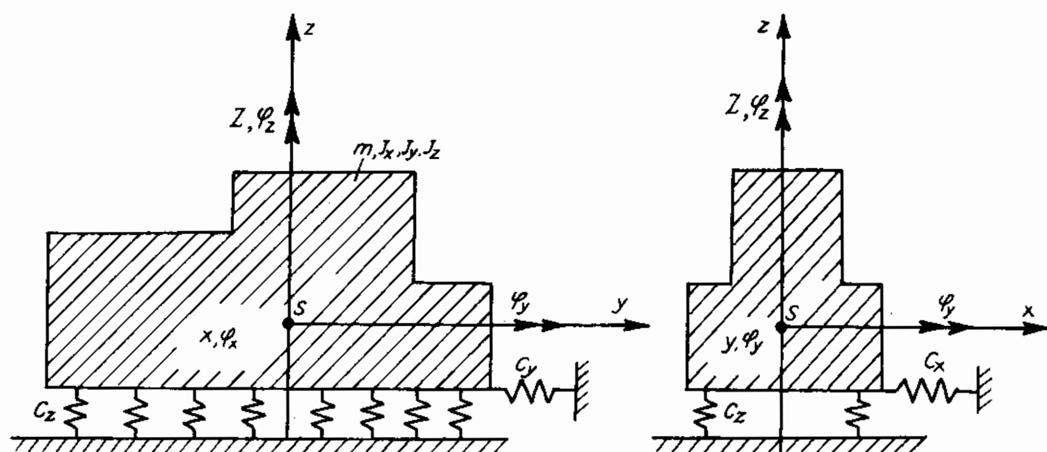


***Hình 10.5:** Các hình thức đặt móng khối*
a) Đặt trực tiếp trên nền đất; b) Đặt trên sàn; c) Máy đặt trên đệm đàn hồi.
1. Máy; 2. Móng; 3. Sàn; 4. Đệm đàn hồi.

Như vậy nếu kể đến sự đàn hồi giảm chấn của nền đất hoặc sàn, dầm thì dù ở nhóm nào móng và máy lắp đặt trên nó khi chịu lực kích động đều trở thành một hệ dao động cơ học.

b) Móng chịu lực kích động có chu kì

Trong trường hợp tổng quát hệ dao động gồm các phần tử móng và máy lắp trên nó; phần tử đàn hồi, giảm chấn của đất (hoặc đệm đàn hồi) là hệ dao động không gian có 6 bậc tự do (hình 10.6) hoặc nếu chỉ xét dao động trong mặt phẳng XOY thì hệ có ba bậc tự do (hình 7.2b).



***Hình 10.6:** Mô hình hệ dao động cơ học móng máy với 6 bậc tự do*

Việc chọn mô hình khi tính toán móng máy tùy thuộc vào điều kiện làm việc, vị trí lắp đặt của máy, nhu cầu về chống rung cho các máy và công trình lân cận, trạng thái nền đất...

Tuy nhiên khi tính toán móng máy theo dao động, biên độ dao động, vận tốc và gia tốc dao động theo phương thẳng đứng có ảnh hưởng lớn đến sự làm việc của máy, đến tải trọng động truyền xuống sàn, dầm hoặc nền đất dưới móng, vì vậy khi tính toán dao động hệ móng - máy chịu tác động có chu kì thường dùng hệ một bậc tự do (bảng 10.3).

Bảng 10.3. Mô hình tối thiểu khi tính móng chịu kích động điều hoà

Cách rung		Mô hình		Đặt trực tiếp trên nền	Đặt trực tiếp trên sàn	Đặt trên đệm đàn hồi
Phương pháp cách rung	Chủ động		m	Khối lượng móng và máy	Khối lượng máy và một phần của sàn	Khối lượng của máy và móng
			b	Giảm chấn của nền	Giảm chấn của sàn	Giảm chấn của đệm
	Bị động		c	Độ cứng của nền đất	Độ cứng của sàn	Độ cứng của đệm đàn hồi
Các đại lượng cần quan tâm				Phổ của x, $\dot{x}$, $\ddot{x}$		Áp lực động lực lên nền đất

10.3.3. Phương pháp cách rung

a) Cách rung chủ động

Như đã biết trong chương 7, phương trình miêu tả chuyển động có dạng:

Khi là kích động lực:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + c.x = F(t) \tag{10.3}$$

Hàm F(t) trong (10.3) thường có hai dạng:

$$F(t) = H.\sin\omega t$$

Hoặc $$F(t) = m_o.r_o.\omega^2.\sin\omega t \tag{10.4}$$

Nghiệm của phương trình (10.3) có dạng:

$$x = \frac{H}{C}\frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + 4m_1^2 r^2}}.\sin(\omega t - \alpha) \tag{10.5}$$

Với: $\quad tg\alpha = \frac{2m_1 r}{1 - r^2}; \quad \omega_o^2 = \frac{c}{m}; \quad r = \frac{\omega}{\omega_o}; \quad m_1 = \frac{b}{2m\omega_o}$

Nếu gọi lực động lực tác dụng lên nền đất là F_d ta có:

$$F_d = c.x + b.\dot{x} \tag{10.6}$$

Xác định $\dot{x}$ bằng cách đạo hàm (10.5) và thay vào (10.6) giá trị x, $\dot{x}$ sau khi biến đổi ta có:

$$F_d = H\sqrt{\frac{1 + 4m_1^2 r^2}{(1 - r^2)^2 + 4m_1.r^2}}.\sin(\omega t + \gamma - \alpha) \tag{10.7}$$

Với γ là góc lệch pha giữa x và $\dot{x}$.

Gọi:

$$V_1 = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4m_1^2.r^2}} \tag{10.8}$$

$$V_2 = \sqrt{\frac{1 + 4m_1^2 r^2}{(1 - r^2)^2 + 4m_1.r^2}} \tag{10.9}$$

Thì biên độ dao động A và F_d được viết như sau:

$$A = \frac{H}{C}.V_1(r) \tag{10.10}$$

$$F_d = H.V_2(r) \tag{10.11}$$

Công thức (10.10), (10.11) sử dụng khi H = const.

Trong trường hợp $F(t) = m_o.r_o.\omega_2.\sin wt$ hay H tỉ lệ với ω^2, một cách tương tự ta sẽ có:

$$A = \frac{m_o.r_o}{m}.V_3(r) \tag{10.12}$$

$$F_d = \frac{m_o.r_o}{m}.c.V_4(r) \tag{10.13}$$

Với:

$$V_3(r) = \frac{r^2}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4m_1^2.r^2}} \tag{10.14}$$

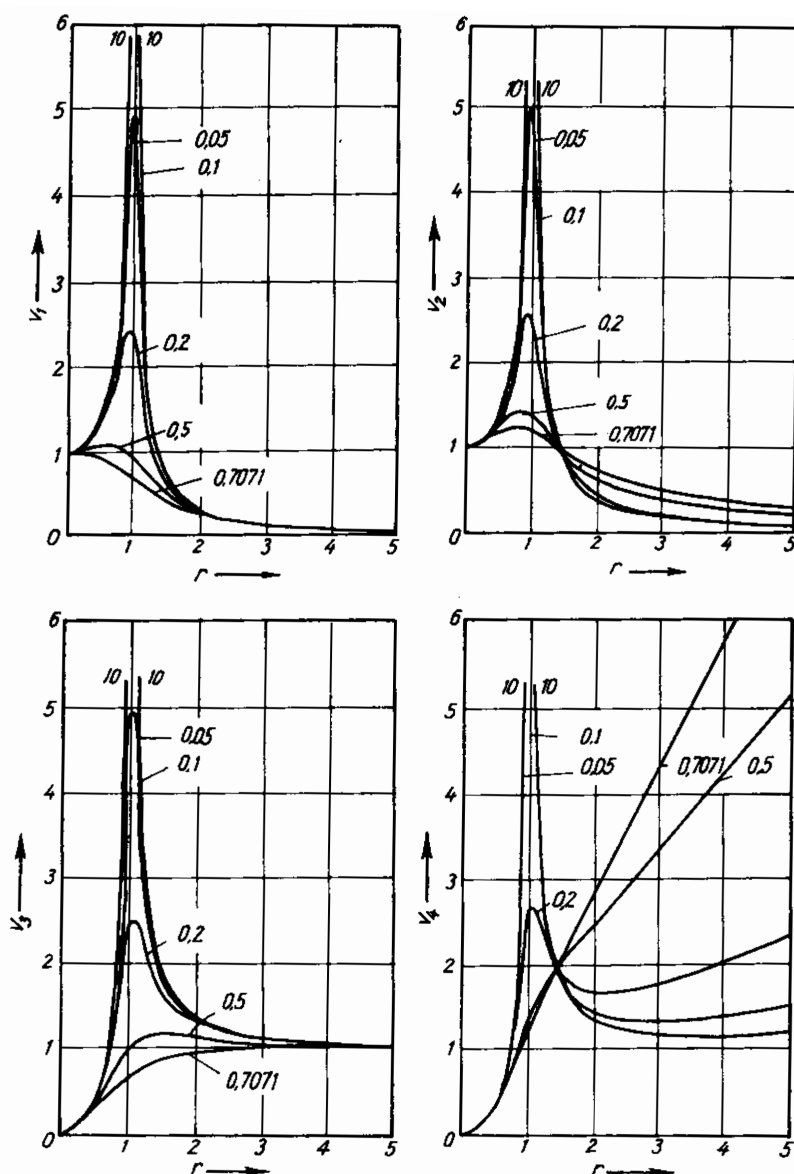
$$V_4(r) = r^2\sqrt{\frac{1 + 4m_1.r^2}{(1 - r^2)^2 + 4m_1.r^2}} \tag{10.15}$$

Đồ thị biểu diễn hàm V_1, V_2, V_3, V_4 được trình bầy ở hình 10.7.

Từ các kết quả tính toán nêu trên có thể rút ra một số nhận xét sau:

1. Khi H = hằng

Xét (10.10) và (10.11), giá trị của biên độ dao động A và lực động lực truyền xuống nền đất phụ thuộc nhiều vào độ cứng của đất C và giá trị của V_1 và V_2.



Hình 10.7: *Đồ thị biểu diễn các hàm V_1, V_2, V_3, V_4 phụ thuộc vào r và m_1*

Khi đặt máy trực tiếp trên nền đất (bảng 10.2) có giá trị m_1 nhỏ nên có thể bỏ qua giảm chấn thì tại r = 1 hay $\omega = \omega_o$ sẽ xẩy ra cộng hưởng, giá trị của A và F_d tăng rất lớn, vì vậy phải tính toán móng máy sao cho tần số riêng của nó không trùng với tần số lực kích động.

Khi tính toán móng máy theo dao động người ta phân ra ba trường hợp sau:

Trường hợp 1: Tần số dao động riêng cao nhất của móng nhỏ hơn tần số lực kích động max (ω_o) < min (ω) hay r >> 1.

Trường hợp 2: Tần số dao động riêng của móng lớn hơn tần số lực kích động $(\omega_o > \omega)$ hay r << 1.

Trường hợp 3: Phổ của tần số dao động riêng và tần số kích động có phần trùng nhau song không gây ra cộng hưởng.

Với quan niệm trên khi móng máy đặt trực tiếp trên nền thì việc tính toán dao động của nó chỉ áp dụng cho trường hợp 1 và trường hợp 2.

Để đảm bảo $\omega_o >> \omega$ hay $r << 1$ (trường hợp 2) có thể tăng độ cứng C của đất và cố gắng giảm khối móng máy m_m, song C tỉ lệ thuận với diện tích tiếp xúc của đáy móng máy F_m với nền đất |1|, |11|..., nên trong trường hợp nêu trên diện tích F_m đòi hỏi khá lớn và phải được ưu tiên khi tính chọn móng máy.

Để khảo sát trường hợp tính móng khối đặt trực tiếp trên nền khi có $\omega >> \omega_o$ hay $r >> 1$ (trường hợp 1) ta viết lại công thức (10.10) dưới dạng sau:

$$A = \frac{H}{C.r^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{r^2} - 1\right)^2 + \frac{4m_1^2}{r^2}}} = \frac{H}{m.\omega^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{r^2} - 1\right)^2 + \frac{4m_1^2}{r^2}}} \qquad (10.16)$$

Ta có:

$$\lim_{r \to \infty} A = \frac{H}{m.\omega^2} \qquad (10.17)$$

Như vậy khi đã cho thông số của máy (giá trị lực kích động H và tần số ω, biên độ dao động của móng máy phụ thuộc vào khối lượng móng và máy m nói khác đi muốn đảm bảo $A < [A]$ phải tăng m. Việc tăng giá trị m một mặt làm tăng áp lực tĩnh trên nền hoặc sàn, dầm đặt máy, mặt khác tăng chi phí móng máy. Chính vì vậy người ta tìm cách tách riêng phần chịu lực và phần đàn hồi bằng cách đặt thêm đệm đàn hồi giữa móng và nền.

Khi lắp thêm đệm đàn hồi phải tính đến giá trị lực tác dụng lên nền. Từ hình (10.7) ta thấy giá trị F_d giảm khi giá trị giảm chấn nhỏ, do vậy theo |1| nên dùng phần tử đàn hồi là lò xo trụ, và giá trị $r \approx 3$.

2. Khi $H = m_o.r_o.\omega^2$.

Từ đồ thị hình (10.7) thấy rõ rằng giá trị biên độ dao động của móng A nhỏ khi $V_3 = 1$ hay khi $r < \frac{\sqrt{2}}{2} \approx 0,7$ nếu máy làm việc ở chế độ có $\omega < \omega_o$ và $r > 3$ nếu máy làm việc ở chế độ có $\omega > \omega_o$, vì vậy khi tính dao động móng máy nên chọn $0 < r < \approx 0,7$ và $r > 3$ tùy theo chế độ làm việc của máy.

b) Cách rung bị động

Phương trình miêu tả chuyển động khi cách rung bị động có dạng sau:

$$m\ddot{x} + b.(\dot{x} - \dot{S}) + C.(x - S) = 0 \qquad (10.18)$$

Nếu
$$S = S_o.\sin\omega t \qquad (10.19)$$

Ta có:
$$\ddot{x} + 2b.\dot{x} + \omega_o.x = 2b\,\dot{x}.\omega.\cos\omega t + \omega_o^2 S_o \sin\omega t \qquad (10.20)$$

Rút gọn vế phải:

$$\ddot{x} + 2b.\dot{x} + \omega_o.x = S_o \, . \sqrt{\omega_o^4.(2b\omega)^2} \, . \sin(\omega t + \gamma) \qquad (10.21)$$

Hay: $$\ddot{x} + 2b.\dot{x} + \omega_o.x = Q_o.\sin\omega t \qquad (10.22)$$

Với: $$Q_o = S_o.\sqrt{\omega_o^4 + (2b.\omega)^2} \qquad (10.23)$$

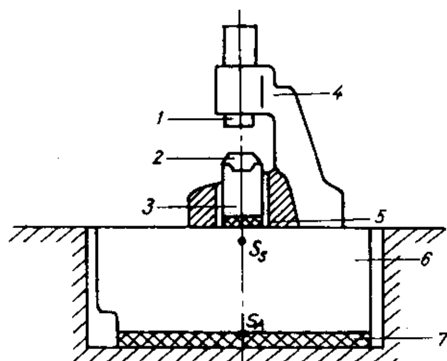
Dạng nghiệm của (10.22) có dạng (10.5).

Do đặc điểm của giáo trình, việc tính toán móng máy trong trường hợp cách rung bị động không nêu chi tiết ở đây người đọc có thể xem trong các tài liệu tham khảo ví dụ |1|, |2|, |6|, |11|.

10.3.4. Móng chịu kích động va đập

a) Khái niệm

Kích động va đập xẩy ra đối với móng khi máy làm việc theo nguyên tắc va đập như máy búa, máy rèn rập, máy tạo khuôn đúc.... Dưới đây chỉ trình bầy cơ sở tính toán dao động của móng búa máy, loại máy điển hình cho các máy làm việc theo nguyên lí va đập. Khi làm việc búa máy được đặt trên móng và các đệm đàn hồi và thường theo sơ đồ trình bày ở hình 10.8.



***Hình 10.8:** Sơ đồ lắp đặt búa máy trên móng*
1. Đầu búa; 2,3. Đe và vật rèn; 4. Thân búa; 5. Đệm đàn hồi; 6. Móng khối; 7. Đệm đàn hồi; S_A, S_S – trọng tâm của diện tích đáy móng và của toàn hệ

Khối lượng của đầu búa m_o, của đe và vật rèn m_1, như đã biết được chọn theo yêu cầu của công nghệ và thường $m_1 > m_o$ (ví dụ $m_1 = 20m_o$), khối lượng của móng m_2 được chọn sao cho ứng suất động lực tác động lên nền và độ lún nằm trong phạm vi cho phép, đảm bảo sự làm việc bình thường của máy. Giá trị m_2 thường lớn hơn nhiều lần giá trị m_o.

b) Mô hình tính toán động lực

Tùy theo kết cấu và phương thức lắp đặt móng máy, sơ đồ tính toán động lực được chọn có thể khác nhau, song thường sử dụng sơ đồ lắp đặt được nêu ở hình 10.9 và theo nó sơ đồ tính toán động lực học là hệ có hai bậc tự do.

Như đã biết trong chương 7. nếu bỏ qua giá trị m_o vì quá nhỏ so với m_1 và m_2 thì phương trình miêu tả chuyển động của hệ trước và sau khi va đập có dạng:

$$m_1\ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) = 0$$

$$m_2\ddot{x}_2 - c_1.(x_1 - x_2) + c_2.x_2 = 0 \qquad (10.24)$$

Các điều kiện đầu được đặt ra như sau:

Khi: $t = 0$ có $x_1 = 0$; $x_2 = 0$; $\dot{x}_1 = u$; $\dot{x}_2 = 0$

Trong đó giá trị vận tốc đầu u được xác định theo định lí biến thiên động lượng đối với vật có khối lượng là m_o và m_1.

Ta có: $$m_o.u_{10} + m_1.u_{11} = m_o.u_o + m_1.u_1 \quad (10.25)$$

Với:

u_{10}; u_{11} - vận tốc ngay trước khi va chạm

u_o, u_1 - vận tốc ngay sau khi va chạm.

Hệ số khôi phục k sau khi va chạm được tính theo:

$$k = \frac{u_o - u_1}{u_{10} - u_{11}} \quad (10.26)$$

Giá trị k phụ thuộc vào đặc điểm công nghệ và tính chất của vật liệu và thường cho trước, theo |1| ta có:

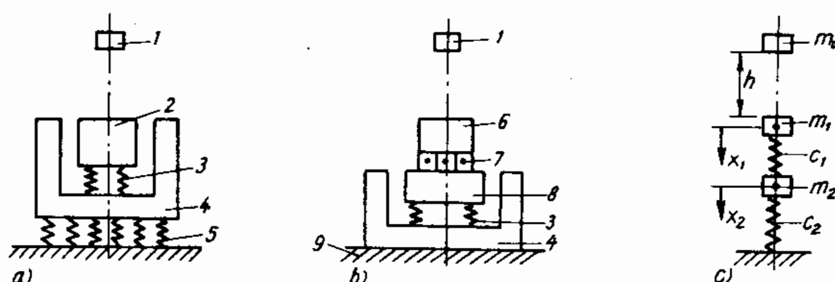
k = 0,2 cho rèn nóng

k = 0,5 cho rèn nguội

k = 0,8 cho việc rèn rập nặng.

Từ điều kiện ban đầu (10.25) và (10.26) ta có thể tính được u, ví dụ với búa rơi tự do tại t = 0 có $u_{11} = 0$; $u_{10} = \sqrt{2gh}$ và $u_1 = u_o$ với:

$$u = \frac{(1 + k).u_{10}.m_o}{m_1 + m_o} \quad (10.27)$$



Hình 10.9: *Sơ đồ lắp đặt và tính toán móng búa*

a) Móng đặt trên đệm đàn hồi; b) Móng đặt trực tiếp trên nền; c) Sơ đồ tính toán.

1. Đầu búa; 2. Đe và móng; 4. Tường bao móng; 3, 5, 7. Đệm đàn hồi;

6. Đe; 8. Móng; 9. Nền đất cứng. C_1, C_2– độ cứng đệm.

Như vậy để xác định thông số của móng phải tìm và khảo sát nghiệm của phương trình (10.24) thỏa mãn điều kiện đầu đã cho. Về nguyên tắc, việc giải hệ (10.24) đã được nêu trong §7.5 nên không trình bầy ở đây, trong trường hợp cần tính toán cụ thể hơn có thể xem trong |1|, |9|, |11|.

§10.4. THIẾT KẾ MÓNG KHỐI

10.4.1. Căn cứ thiết kế

Để đảm bảo móng thỏa mãn được yêu cầu đặt ra, các tư liệu dưới đây thường được cho trước và là căn cứ khi thiết kế.

- Tính năng kĩ thuật, đặc điểm làm việc, yêu cầu công nghệ của máy.

- Đặc điểm của nền đất hoặc công trình dưới móng.

- Vị trí, không gian lắp đặt máy tương quan giữa máy với công trình kiến trúc hoặc các máy lân cận.

- Các yêu cầu về vệ sinh công nghiệp đặc biệt là phòng chống rung cho người vận hành.

- Các yêu cầu khác (nếu có) như khả năng dễ lắp ghép của móng, dễ vận chuyển (nếu là móng lắp ghép).

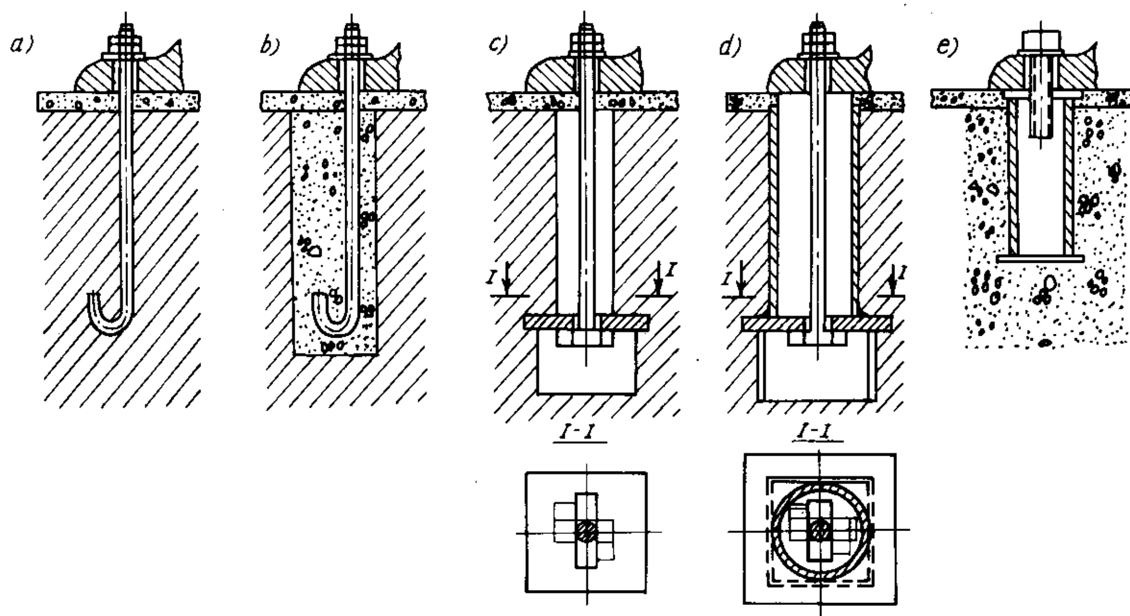
- Khả năng về vốn.

Các tư liệu nêu trên được cho bởi nhà chế tạo và người sử dụng. Trong trường hợp không có đủ số liệu thì buộc người thiết kế phải tính toán, đặc biệt là phải xác định được đầy đủ các lực tác dụng lên móng và lực tác dụng tại các bu lông nền (bu lông neo).

- Vật liệu dùng làm móng máy chủ yếu là bê tông có cốt thép hoặc không có cốt thép.

- Yêu cầu chống rung cho công trình kiến trúc.

Có nhiều phương thức liên kết giữa bu lông neo với móng và máy (hình 10.10) như liên kết trực tiếp bu lông với móng (hình 10.10a, b), liên kết nhờ các ống thép (hình 10.10c, d, e). Tùy theo chất lượng bê tông (có mác từ 150 - 300) chiều dài bu lông thay đổi. Khi liên kết trực tiếp, chiều dài phần bu lông nằm trong bê tông: l = (20 - 30)d nếu là bu lông không móc, l = (15 - 20)d nếu là bu lông có móc với d là đường kính bu lông; khi liên kết nhờ các ống thép, chiều dài bu lông l = (10 - 15)d.



Hình 10.10: *Các phương thức liên kết bu lông*
a, b: Trực tiếp; c, d, e: Liên kết nhờ ống thép.

Việc thiết kế móng thường được tiến hành theo các bước sau:

- Chọn sơ bộ kích thước hình học, khối lượng của móng.

- Xác định các thông số của mô hình động lực học móng - máy và tính toán dao động móng - máy.

10.4.2. Chọn sơ bộ kích thước hình học và khối lượng

a) Khái niệm

Kích thước hình học của móng phụ thuộc vào nhiều yếu tố và chỉ được xác định chính xác sau khi đã tính toán theo tải tĩnh và tải động, tuy nhiên kích thước của móng trước hết phải thỏa mãn được điều kiện lắp đặt giữa móng và máy như diện tích để máy, vị trí, kích thước, chiều sâu bu lông nền, các phần chìm của máy dưới mặt lắp ghép..., vì vậy trước khi tính toán móng máy phải chọn sơ bộ các kích thước thỏa mãn điều kiện lắp đặt.

Các kích thước và thông số thường được chọn trước là chiều sâu móng máy, diện tích tiếp xúc theo phương vuông góc của móng với nền, khối lượng móng máy.

b) Chọn chiều sâu móng máy

Như đã thấy ở §10.3 tần số dao động riêng, biên độ dao động, áp lực tĩnh và động tác dụng lên nền đất chịu ảnh hưởng rất nhỏ của chiều sâu đặt móng máy, hơn nữa khi chiều sâu chôn lấp móng càng lớn thì giá thành thi công càng cao do vậy khi thiết kế móng nên chọn kích thước chiều sâu tối thiểu có thể được. Chiều sâu của móng máy phụ thuộc chủ yếu vào các yếu tố sau:

- Kích thước và phương thức chôn bu lông nền;

- Phần rỗng cần thiết để lắp đặt các cụm thiết bị nằm dưới mặt tiếp xúc giữa móng và máy mà chỉ có thể xác định bằng thực nghiệm.

Theo [12] hệ số độ cứng của đất theo phương thẳng đứng C_Z được xác định như sau:

$$C_Z = \frac{E}{k \cdot \sqrt{A}} \qquad (10.28)$$

Trong đó:

E - môđun đàn hồi động lực; N/m^2

A - diện tích tiếp xúc; (m^2)

k - hệ số đặc trưng cho hình dạng tiếp xúc; khi tính sơ bộ k = 0,4.

Hệ số độ cứng theo hai phương còn lại x, y được tính như sau:

$$C_x = C_y = \frac{2}{3} \cdot C_z \quad \text{cho đất dạng hạt.}$$

$$C_x = C_y = \frac{1}{3} \cdot C_Z \quad \text{cho đất dính.}$$

Giá trị mô đun đàn hồi động lực cho ở bảng 10.4.

Bảng 10.4. Mô đun đàn hồi động lực của một số loại đất

Loại đất	$E(N/m^2)$
Đất dạng hạt:	
Cát tơi	$(15 \div 30).10^7$
Cát chặt vừa	$(20 \div 50).10^7$
Sỏi dăm	$(30 \div 80).10^7$
Đất tự nhiên	$(30 \div 80).10^7$
Đất dính:	
Sét cứng	$(10 \div 50).10^7$
Sét mềm	$(4 \div 15).10^7$
Mùn	$(3 \div 10).10^7$
Mùn nhão	$(1 \div 3).10^7$

Sau khi xác định chính xác khối lượng móng máy nhờ tính toán động lực của hệ móng máy - nền sẽ căn cứ vào điều kiện lắp đặt máy để chọn chính xác kích thước hình học của móng như đã nêu ở mục 10.2.2 và 10.2.3.

Căn cứ chủ yếu cho việc chọn khối lượng móng máy là đặc trưng của hàm kích động. Theo |1|, |11| khối lượng móng máy có thể chọn theo kinh nghiệm như sau:

- Với máy chịu lực kích động có chu kì:

$m_1 = (5 - 10).m_2$ khi $n < 300$v/ph

$m_1 = (10 - 20).m_2$ khi $n > 1000$v/ph.

Trong đó: m_2 - khối lượng của máy;

n - số vòng quay của khâu dẫn.

- Với máy chịu lực kích động va đập:

$m_1 > 60m_3$ hoặc $m_1 = 2,4V^2.m_3$

Trong đó: m_3 - khối lượng đầu búa;

V - vận tốc búa trước khi va chạm.

c) Hệ số cứng của nền đất

Tùy theo cách đặt móng phần tử đàn hồi của hệ dao động móng máy có thể là các lò xo trụ, các đệm cao su, sàn, dầm công trình và nền đất. Việc tính toán hệ số độ cứng của lò xo, cao su đã được nêu trong chương 6. Độ cứng của công trình phụ thuộc vào kết cấu nền, dưới đây chỉ trình bầy đại cương về xác định hệ số độ cứng của nền đất. Khác với các vật liệu kim loại, hệ số độ cứng của đất phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố như loại đất, đặc trưng cơ lí của nó (độ hạt, độ ẩm, độ rỗng...), đặc trưng tác động và thời gian tác động của tải trọng; phương thức tác động... nên không có biểu thức chính xác để xác định hệ số độ cứng của đất (xem 10.4.2).

d) Diện tích đáy móng

Áp lực tác dụng lên nền, độ cứng của nền đất và do đó tần số riêng của hệ phụ thuộc vào diện tích đáy móng nên khi thiết kế móng khối diện tích này chỉ xác định sau khi

tính toán tĩnh và tính toán dao động móng máy. Tuy nhiên trước khi tính toán kiểm tra lại có thể chọn diện tích đáy móng dựa vào các đặc điểm sau:

- Áp lực lên nền đất không được vượt quá áp lực cho phép, ví dụ theo [1] áp lực cho phép với nền cát là $\sigma = 20$ N/cm^2; nền đất sét là 30 N/cm^2; nền đá là 60 N/cm^2.

- Kích thước đế máy, đặc biệt là vị trí, kích thước, khoảng cách các bu lông neo.

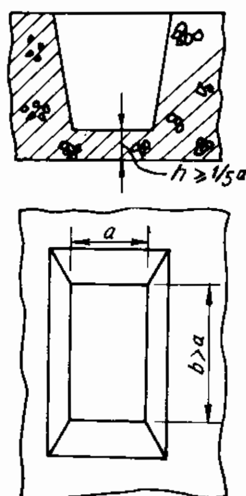
- Trọng tâm của máy, móng và đế móng nằm trên cùng đường thẳng đứng. Đế móng thường có dạng hình chữ nhật mà chiều dài của nó song song với phương tác dụng của lực quán tính theo phương ngang. Khoảng cách cạnh móng gần đến công trình xây dựng không nhỏ hơn (0,3 ÷ 0,5)m.

g) Khối lượng móng máy

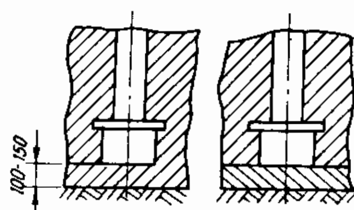
Khối lượng móng máy là thông số rất quan trọng có ảnh hưởng lớn đến các thông số động lực hệ dao động móng như biên độ, vận tốc, gia tốc dao động, lực động lực F_d, tần số riêng... (xem 10.5, 10.7, 10.10, 10.13). Về nguyên tắc khi đã có vật liệu làm móng nếu biết chiều cao và diện tích đáy móng có thể tính được khối lượng móng. Tuy nhiên khi tính toán động lực có thể chọn sơ bộ khối lượng móng m_1.

Để bảo vệ đầu bu lông không tiếp xúc trực tiếp với nền trong trường hợp liên kết trực tiếp, khoảng cách đầu bu lông neo đến nền phải có giá trị tối thiểu từ (100 ÷ 150)mm (hình 10.11).

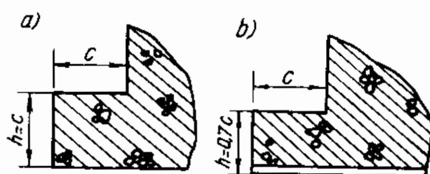
Khi cần lắp đặt các cụm chi tiết của máy dưới mặt lắp đặt, chiều dầy lớp đáy phải lớn hơn 1/5 lần kích thước nhỏ nhất theo mặt bằng (hình 10.12). Khi có các phần côngxon thì kích thước của nó phụ thuộc vào chất lượng bê tông và dao động từ (0,7 ÷ 1) lần chiều cao (hình 10.13).



Hình 10.12: *Kích thước chiều dầy đáy ô trống*



Hình 10.11: *Khoảng cách tối thiểu đầu bu lông neo đến nền.*



Hình 10.13: *Kích thước phần côngxon móng*

§10.5. VÍ DỤ:

Cho một máy quay với số vòng quay n (v/ph) chịu tác động của lực $F = F_o \sin\omega t$.

Hãy xác định khối lượng của móng máy sao cho chỉ có 5% của lực kích động được truyền xuống nền và biên độ dao động không lớn hơn biên độ dao động A của hệ. Bỏ qua giảm chấn của nền đất.

Có:

$$F_o = 16.10^4 N \ ; \ n = 600 v/ph$$

$$F_d = 0{,}05 . F_o \ ; \ A = 1mm$$

Hệ đã cho được quy về mô hình 1 bảng 10.3 chịu kích động lực. Khi bỏ qua giảm chấn ta có (10.5), (10.7):

$$A = A_{max} = \frac{F_o}{C} \cdot \frac{1}{1 - r^2} \qquad (1)$$

$$F_d = F_{dmax} = F_o \cdot \frac{1}{1 - r^2} \qquad (2)$$

Để giảm F_d với số vòng quay n = 600v/ph, ta thiết kế móng với $r > 1$ hay $\omega > \omega_o$.

Chú ý đến góc lệch pha giữa lực kích động và chuyển vị nên dấu của F_d mang dấu âm, khi đó từ (2) có:

$$r^2 = 1 + \frac{F_o}{F_d} = 1 + \frac{1}{0{,}05} = 21$$

Suy ra: $r = 4{,}58$

Và từ (1) có:

$$C = \frac{F_o}{A} \cdot \frac{1}{1 - r^2} = \frac{F_o}{A} \cdot 0{,}05$$

Thay số :

$$C = \frac{16.10^4}{1 . 10^{-3}} .0{,}05 = 8.10^6 \ N/m$$

Từ biểu thức: $r^2 = \frac{\omega^2}{\omega_o^2}; \quad \omega_o^2 = \frac{C}{m} \quad ; \ \omega = \frac{m}{30}$

Ta có: $\omega = \frac{\pi . 600}{300} = 62{,}8 s^{-1}$

$$m = \frac{C}{\omega_o^2} = \frac{C . r^2}{\omega^2} = \frac{21.8.10^6}{(62{,}8)^2} = 42{,}5 . 10^3 \ kg$$

Hay: $m = 42500 kg$

$$\omega_o = \sqrt{\frac{C}{m}} = \sqrt{\frac{8.10^6}{42,5 \cdot 10^3}} = 13,7s^{-1}$$

Tần số dao động riêng f_o của hệ:

$$f_o = \frac{\omega_o}{2\pi} = 2,18H_z$$

Tần số lực kích động: $f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{62,8}{2\pi} = 10H_z$

Nếu cho bản vẽ đế máy thì từ giá trị của m và yêu cầu kết cấu ta hoàn toàn tính được kích thước hình học của móng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1) Holzweizig.

Dresig Lehrbuch der maschinen dynamik.

Fachbuchverlag Leipzig - Kơhn, 1996.

2) Nguyễn Văn Khang.

Dao Động kĩ thuật.

Nhà xuất bản Khoa học kĩ thuật, Hà Nội, 1998.

3) М.С. Комаров.

Динамика грузоподъемных машин.

Харьков, 1962.

4) Fischer/Stephan, Holzweissrig/Dresig.

Maschinendynamik – Schwingungslehre.

VEB - Fachbuchverlag, 1983.

5) Fischer/Stephan.

Mechanische Schwingungslehre.

VEB - Fachbuchverlag, 1981.

6) Holz weissig.

Maschinen dynamik Arbeitsbuch.

Fachbuchverlag, 1992.

7) Đinh Gia Tường.

Nguyên lí máy, tập 1; tập 2.

Nhà xuất bản Khoa học kĩ thuật, Hà Nội, 1995.

8) Đinh Gia Tường.

Động lực học máy.

Nhà xuất bản Khoa học kĩ thuật, Hà Nội, 1995.

9) О. А. Савинов.

Современные конструкции фундаментов под машин и расчет.

Стройиздат. Ленинград, 1979.

10) А. М. Холодов.

Основы динамики землеройно - транспортных машин.

Машиностроение, Москва, 1968.

11) Phan Nguyên Đi, Nguyễn Văn Khang.

Tính toán dao động máy.

Nhà xuất bản Khoa học kĩ thuật, Hà Nội, 1991.

12) В. В. Глувчинский.

Динамика грузоподъемных машин .

Машгиз, Москва, 1968.

13) А. А. Вайсон .

Строительные краны.

Машиностроение, Москва, 1969.

14) С. А. Казак.

Динамика мостовых крантов.

Москва, 1968.

15) П. Е. Болгусь.

Металические конструкций грузоподъемных машин и соружений.

Машгиз, Москва, 1964.

16) В. А. Бауман.

Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов .

Москва, 1978.

17) С. Г. Суденок, А.А Бомевски.

Механическое оборудование предпринятий строительных материалов, изделий и конструкций.

Москва, 1990.

18) Д. Д. Barkan.

Methodes de vibration dans la construction (traduit par M. Boris Catoire).

Dunoa - Paris, 1968.

19) Vũ Liêm Chính.

Theoretissche Untersuchung Zum Aobeitsverhalten von Doppelvibrationswalzen.

Dissertation, Magdeburg, 1984.

20) Vũ Liêm Chính, Đỗ Xuân Định, Nguyễn Văn Hùng, Hoa Văn Ngữ, Trương Quốc Thành, Trần Văn Tuấn.

Sổ tay máy xây dựng.

Nhà xuất bản Khoa học kĩ thuật, Hà Nội, 2000.

21) Trương Quốc Thành, Phạm Quang Dũng.

Máy và thiết bị nâng.

Nhà xuất bản Khoa học kĩ thuật, Hà Nội, 1999.

22) Trần Quang Quý.

Động lực học máy xây dựng - xếp dỡ.

Trường Đại học Giao thông, Hà Nội.

23) Hubert.Wáchter/Helmut Kuch.

Zur Shwingungstechnischen Berechnung der Vibrations Systems von Betonsteinfertigern Wissenschaftliche Zeichschrift der HfAB.

Weimar, 1986.

24) Nguyễn Văn Hùng, Phạm Quang Dũng, Nguyễn Thị Mai.

Máy xây dựng.

Nhà xuất bản Khoa học kĩ thuật, Hà Nội, 1998.

25) Trương Quốc Thành.

Hướng dẫn đồ án môn học máy nâng.

Trường Đại học Xây dựng, Hà Nội, 1992.

26) Nguyễn Thị Tâm.

Máy xây dựng.

Trường Đại học Giao thông vận tải, Hà Nội, 1997.

27) Александров М.П.

Грузоподьёмные машины.

Высшая школа, Москва, 1973.

28) Иванченко ф.к., Бонбарев В.С., Колесник Н.П., Барабанов В. Я.

Расчёты грузоподьемных и транспортирующих машин.

Вышая школа, Киев, 1978.

29) Райков Е. И. Грузинов Е.В.
Справочник молодого монтажника лифтов.
Выщая школа, Москва,1990.
30) Kurth F., Soheffles M.
Grundlagen der Fordertechnik .
VEB Verlag Technik Berlin, 1987.
31) Pajes G., Sheffler M., Kielhorn H., Adam G, Kurthe F.
Unstetigfordere 1.
VEB - Verlag Technik, Berlin, 1978.
32) В. А. Баумана, Ф. А. Лапира.
Строительные машины - Справочник.
Машиностроение, Москва, 1977.

MỤC LỤC

Chương 5. THIẾT BỊ AN TOÀN VÀ HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN TRÊN MÁY XÂY DỰNG

Chương 6. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ ĐỘNG LỰC HỌC MÁY

Chương 7. ĐẠI CƯƠNG VỀ DAO ĐỘNG CƠ HỌC

Chương 10. MÓNG MÁY

CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY XÂY DỰNG

Chịu trách nhiệm xuất bản :
BÙI HỮU HẠNH

Biên tập :	TRỊNH KIM NGÂN
Chế bản :	LÊ THỊ HƯƠNG
Bìa :	NGUYỄN HỮU TÙNG
Sửa bản in :	TRỊNH KIM NGÂN
	TỐNG CƯỜNG
	TRẦN HẰNG THU